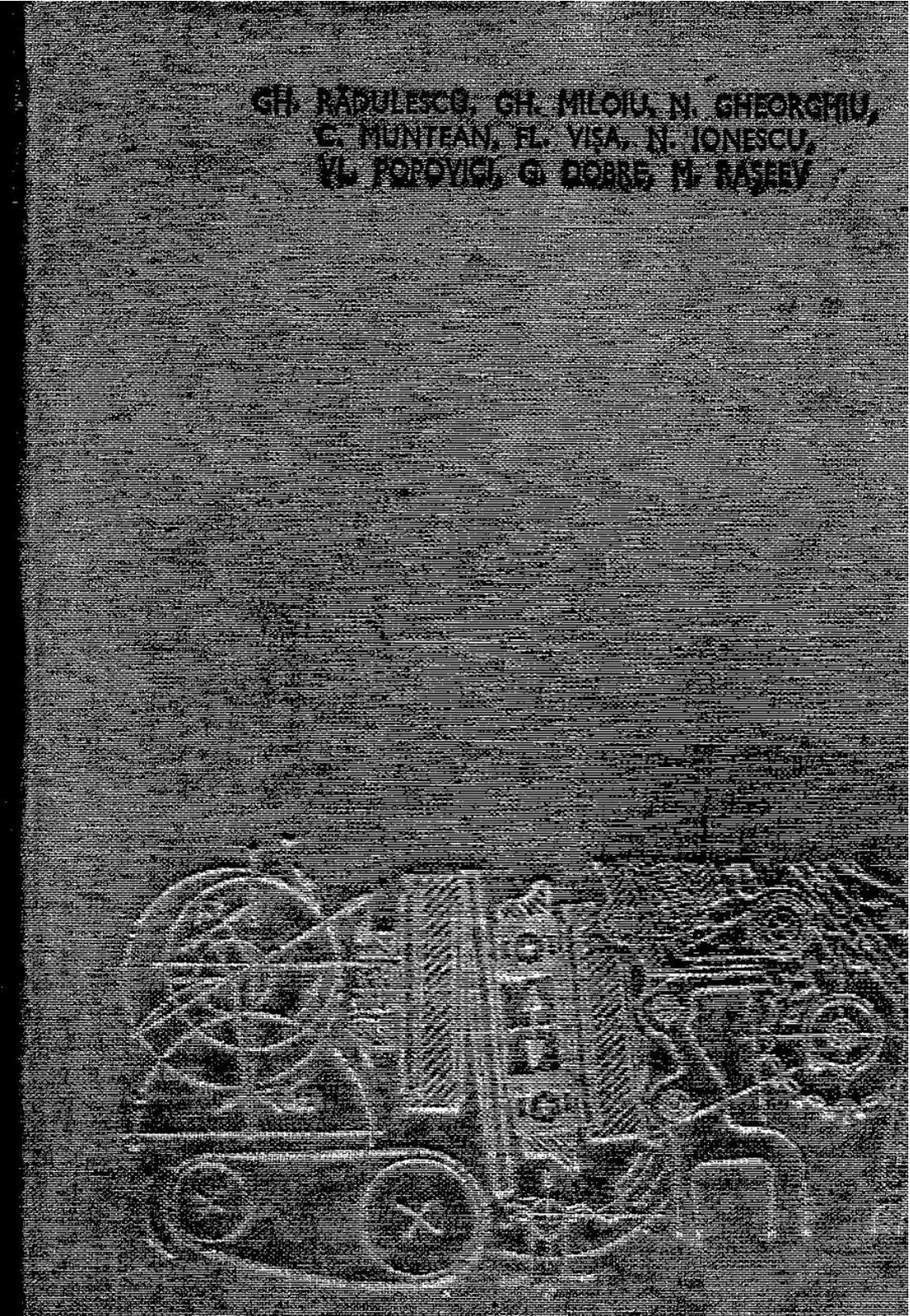
GH. RĂDULESCU, GH. MILOIU, N. GHEORGHIU,
C. MUNTEAN, FL. VIȘA, N. IONESCU,
VL. POPOVICI, G. DOBRE, M. RAȘEEV



Prof. dr. ing. GHEORGHE RĂDULESCU
Dr. ing. GHEORGHE MILOIU * Prof. dr. ing. NICOLAE GHEORGHIU
Ing. CORNEL MUNTEAN * Ing. FLORIN VIȘA * Ing. NELU IONESCU
Ing. VLADIMIR POPOVICI * Ing. GEORGE DOBRE
Ing. MIHAIL RAȘEEV

BIBLIOTECA

Îndrumar de proiectare în construcția de mașini

Vol. III

Serbon Ion - A.C.P.M.U.A

Coordonator:
prof. dr. ing. GH. RĂDULESCU

41152
BIBLIOTECA Nr. ——
SOC. ——

EDITURA TEHNICĂ
București — 1986

Contribuția autorilor la elaborarea lucrării:

— cap. 14, prof. dr. ing. **Gh. Rădulescu** (subcap. 14.3—14.7), dr. ing. **Gh. Miloiu** (§ 14.1.1 și 14.1.3), ing. **Fl. Vișa** (§ 14.1.2) și ing. **G. Dobre** și ing. **M. Rașeev** (subcap. 14.2);

— cap. 15, dr. ing. **Gh. Miloiu,** prof. dr. ing. **Gh. Rădulescu** și ing. **Fl. Vișa**;

— cap. 16, ing. **C. Muntean**;

— cap. 17, ing. **V. Popovici**;

— cap. 18, prof. dr. ing. **N. Gheorghiu** și ing. **N. Ionescu.**

Redactor: ing. **MARIA ANTOINETTE IONESCU**
Tehnoredactor: **ELENA GERU**
Coperta și supracoperta: **VALENTIN VIȘAN**

Bun de tipar: 30.5.1986. Coli de tipar: 30
C.Z. 621.01.001

Tiparul executat sub comanda nr. 764
Intreprinderea Poligrafică „13 Decembrie 1918", str. Grigore Alexandrescu nr. 89-97 București, Republica Socialistă România

Prefață

Strategia dezvoltării economiei, în general, și a construcției de mașini, în special, a fost cu clarviziune conturată de Congresul al XIII-lea al Partidului Comunist Român. S-a evidențiat cerința creșterii calității produselor și, implicit, a proiectării optimizate tehnic și economic a mașinilor și, deci, și a organelor de mașini, precum și cerința aplicării rapide în producție a noilor realizări științifice și tehnice apărute pe plan național și internațional. Crește astfel continuu rolul sistemului informațional, al cărții tehnico-științifice.

Cu acest volum (al III-lea) se încheie lucrarea „Îndrumar de proiectare în construcția de mașini", lucrare deosebit de utilă inginerilor și tehnicienilor care lucrează în industria construcțiilor de mașini. Dorința colectivului de autori a fost de a realiza o lucrare sintetică și completă, care să cumuleze într-un tot unitar metodologiile de calcul și soluțiile constructive pentru proiectarea organelor de mașini și transmisiilor mecanice. Autorii speră că specialiștii care vor consulta cele trei volume ale lucrării vor afla răspunsuri la numeroasele și variatele probleme ale proiectării în construcția de mașini, contribuind astfel la realizarea de mașini fiabile și economice.

Întreprinderilor de profil și institutelor de cercetări și proiectări cu care am colaborat le mulțumim pentru sprijinul acordat. În mod deosebit mulțumim călduros colectivului de muncă al întreprinderii „Neptun" din Cîmpina care aniversează, în acest an, 75 ani de existență a întreprinderii și 25 ani de fabricație a reductoarelor de turație.

Redacției Construcții de Mașini a Editurii Tehnice îi mulțumim de asemenea pentru sprijinul permanent și grija acordată la elaborarea și publicarea lucrării.

În speranța că lucrarea va fi utilizată cu interes, orice sugestie de îmbunătățire sau de completare va fi binevenită și, pentru aceasta, ținem să mulțumim anticipat cititorilor.

București, mai 1986

AUTORII

Cuprins

Prefață 5

14. Angrenaje 7

14.1. Geometria angrenajelor 8
14.1.1. Geometria angrenajelor cilindrice 8
14.1.2. Geometria angrenajelor conice 59
14.1.3. Geometria angrenajelor melcate 91
14.2. Precizia angrenajelor 106
14.2.1. Generalități 106
14.2.2. Precizia angrenajelor cilindrice 116
14.2.3. Precizia angrenajelor conice și hipoide 124
14.2.4. Precizia angrenajelor melcate cilindrice 127
14.3. Modurile și cauzele deteriorării angrenajelor 131
14.4. Materiale, tratamente termice și tehnologii de execuție a roților dințate 135
14.5. Forțele din angrenaje 142
14.6. Calculul la rezistență al angrenajelor 177
14.7. Ungerea, calculul la gripare și calculul termic al reductoarelor 210
Bibliografie 224

15. Reductoare de turație 227

15.1. Elementele constructive ale reductoarelor 228
15.1.1. Construcția roților dințate .. 228
15.1.2. Întocmirea desenelor de execuție ale roților dințate..... 257
15.1.3. Construcția carcaselor 260
15.1.4. Construcția lagărelor 264
15.2. Calculul și construcția reductoarelor cu angrenaje cu axe fixe.. 264
15.2.1. Calculul reductoarelor cu angrenaje cu axe fixe 264
15.2.2. Construcția reductoarelor 268
15.2.3. Construcția motoreductoarelor cu angrenaje cu axe fixe 278
15.3. Calculul și construcția reductoarelor cu angrenaje planetare .. 281
15.3.1. Calculul reductoarelor 284
15.3.2. Construcția reductoarelor .. 289
Bibliografie 295

16. **Transmisii prin curele** 296

16.1. Transmisii prin curele late 297
16.1.1. Elemente de calcul 307
16.1.2. Elemente constructive 307
16.2. Transmisii prin curele trapezoidale și dublu trapezoidale 310
16.2.1. Elemente de calcul 314
16.2.2. Elemente constructive 315
16.3. Transmisii prin curele dințate-sincrone 317
16.3.1. Elemente de calcul 318
16.3.2. Elemente constructive 318
Bibliografie 337

17. **Transmisii prin lanțuri** 339

17.1. Transmisii prin lanțuri articulate 340
17.2. Transmisii prin lanțuri cu bucșe și role 345
17.2.1. Elemente de calcul 345
17.2.2. Roți pentru lanțurile cu bucșe și role 350
17.3. Transmisii prin lanțuri cu eclise dințate 356
17.3.1. Elemente constructive 356
17.3.2. Elemente de calcul 359
17.3.3. Roți pentru lanțurile cu eclise dințate 361
17.4. Prescripții de montaj și reglare. Sisteme de ungere 363
17.4.1. Montajul transmisiilor prin lanț 363
17.4.2. Reglarea funcțională 367
17.4.3. Sisteme de ungere a transmisiilor prin lanțuri 367
Bibliografie 385

18. **Variatoare** 387

18.1. Caracterizare generală 388
18.2. Variatoare cu roți de fricțiune.. 389
18.2.1. Soluții constructive 391
18.2.2. Sisteme de tensionare 417
18.2.3. Calculul variatoarelor cu roți de fricțiune 420
18.3. Variatoare cu element flexibil 445
18.3.1. Soluții constructive 446
18.3.2. Calculul variatoarelor cu curea trapezoidală 466
Bibliografie 478

14. Angrenaje

Între transmisiile mecanice actuale, transmisiile cu roți dințate au cea mai largă utilizare, asigurînd construcții compacte și fiabile pentru întregul diapazon de puteri ale utilajelor (de la cîțiva wați la zeci de mii de kilowați). Transmisiile cu roți dințate cuprind: reductoare, cutii de viteză, variatoare, transmisii complexe. Cea mai simplă transmisie (mecanism) cu roți dințate este formată din două roți dințate în angrenare și este denumită angrenaj. *După forma roților*, se deosebesc următoarele tipuri de angrenaje: cilindrice (exterioare — fig. 14.1, *a, b, c*; interioare — fig. 14.1, *d, e*; elicoidale — fig. 14.1, *f*), conice (fig. 14.1, *g, h, i*) și hipoide (fig. 14.1, *j*), melcate (cilindrice — fig 14.1, *k*, globoidale — fig. 14.1, *l*), cu cremalieră (fig. 14.1, *m*), cu roată plană (fig. 14,1, *n*). *După poziția axelor roților*, angrenajele se clasifică astfel: cu axe paralele (realizate cu angrenaje cilindrice exterioare, interioare sau

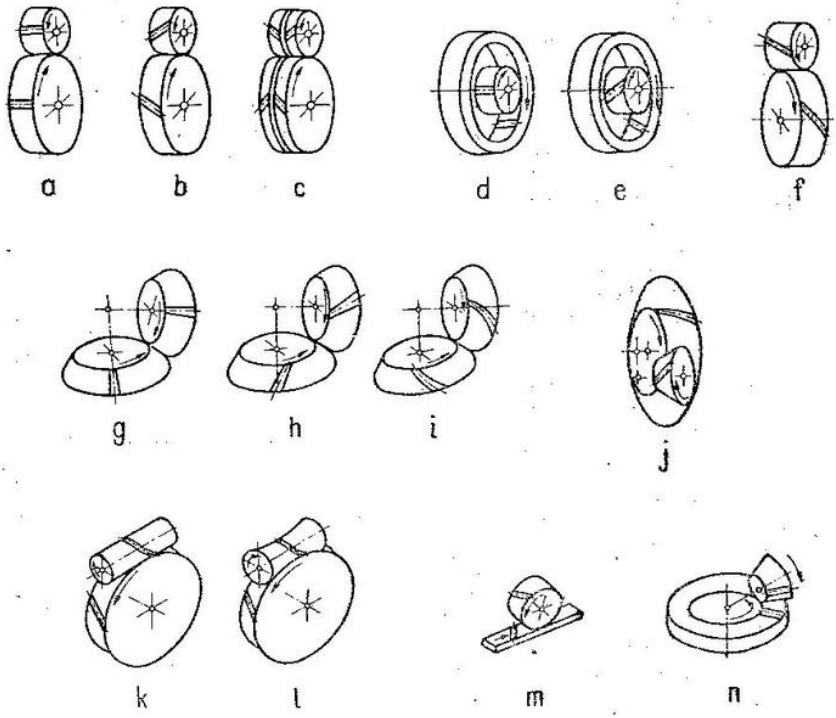


Fig. 14.1. Tipuri principale de angrenaje.

cu cremalieră), cu axe concurente (realizate cu angrenaje conice sau cu roata plană), cu axe încrucișate (realizate cu angrenaje hipoide — pseudoconice, elicoidale cilindrice sau melcate).

14.1. Geometria angrenajelor

14.1.1. *Geometria angrenajelor cilindrice*

Notații *:

$a_w(a)$ — distanța dintre axe (a angrenajului zero);
b — lățimea roții (coroanei) dințate;
c — jocul (la capul dintelui);
c^* — coeficientul jocului radial de referință;
$d(d_w)$ — diametrul de divizare (de rostogolire);
d_a — diametrul de cap (exterior);
d_f — diametrul de picior (interior);
d_b — diametrul de bază;
D_B — diametrul bilei (rolei) de control;
$h(h_a, h_f)$ — înălțimea dintelui (a capului, a piciorului dintelui);
h_a^* — coeficientul înălțimii capului de referință al dintelui;
h_f^* — coeficientul înălțimii piciorului de referință al dintelui;
h_c — înălțimea la coarda constantă;
$\text{inv}\,\alpha$ — involuta unghiului α; $\text{inv}\,\alpha = \text{tg}\,\alpha - \alpha$;
$j(j_n, j_t)$ — jocul între flancuri (normal, tangențial);
m — modulul danturii;
$m_n(m_t)$ — modulul normal (frontal);
N — numărul de dinți la măsurarea lungimii W;
$p_x(p_\alpha)$ — pasul axial (de angrenare);
r — rază;
s_c — coarda constantă;
$u = z_2/z_1$ — raportul numărului de dinți;
z — numărul de dinți;
z_n — numărul de dinți al roții cu dinți drepți de echivalare a roții cu dinți înclinați;
W — lungimea normalei comune;
x — coeficientul de deplasare (a profilului);
x_Σ — coeficientul deplasărilor însumate ale angrenajului;
$\alpha_n(\alpha_t)$ — unghiul profilului de referință în plan normal (frontal);
α_w — unghiul de angrenare;
β — unghiul de înclinare al dintelui;
β_b — unghiul de înclinare al dintelui pe cilindrul de bază;
Δ^*; Δ_h^*; Δ_{aFn}^*; Δ_a^* — modificarea danturii: scurtarea dinților, flancarea (profilului), bombarea (flancului);
ε_α — gradul de acoperire frontal (al profilelor);
ε_β — gradul de acoperire axial (al înclinării);
ε_ψ — gradul de acoperire total;
ψ — semiunghiul arcului dintelui;
ρ — rază de curbură;
ρ_u — raza de curbură în punctul de început al profilului evolventic;
ρ_{A1} — raza de curbură a profilului roții 1 (pinion) în punctul de intrare în angrenare;
ρ_{E2} — raza de curbură a profilului roții 2 (roata condusă) în punctul de ieșire din angrenare;
A — punctul de intrare în angrenare;
B — punctul de intrare în angrenarea unipară;
C — punctul de rostogolire, polul angrenării;
D — punctul de ieșire din angrenarea unipară;
E — punctul de ieșire din angrenare;
0 — (indice) referitor la sculă.

* În baza STAS 915/1-81

În mecanică, în general, se folosesc aproape exclusiv angrenaje cilindrice evolventice [1—6, 43, 45, 48, 50, 54, 55]. În special pentru reductoare grele, în U.R.S.S. și în țara noastră au largă utilizare angrenajele cu profil arc de cerc (antepostpolare). Angrenajele din mecanica fină sînt de două tipuri: cicloidale (inclusiv angrenaje de aproximare) și evolventice.

14.1.1.1. **Geometria angrenajelor cilindrice exterioare (evolventice). Profilul activ al dinților.** La angrenajul evolventic cilindric — exterior (fig. 14.2) — profilurile active* (porțiuni ale profilului dinților pe care are loc efectiv angrenarea) sînt evolvente normale ale cercului, iar linia de angrenare este dreapta ce trece prin polul angrenării C și este tangentă la cercurile de bază C_{b1} și C_{b2}.

Evolventa normală a cercului (fig. 14.3) este curba descrisă de un punct M_y al dreptei d care se rostogolește fără alunecare pe un cerc (cerc de bază), de rază r_b. În coordonate polare ecuațiile evolventei normale sînt:

$$\theta_y = \text{inv}\,\alpha_y = \text{tg}\,\alpha_y - \alpha_y; \quad r_y = r_b/\cos\alpha_y,$$

unde α_y este parametru, iar r_b — raza cercului de bază. Funcția $\text{inv}\,\alpha_y = \text{tg}\,\alpha_y - \alpha_y$ se citește „involuta unghiului α_y" și se calculează cu cel puțin șase zecimale. Raza de curbură a evolventei normale, în punctul M_y este

$$\rho_y = r_y \sin\alpha_y = r_b\,\text{tg}\,\alpha_y.$$

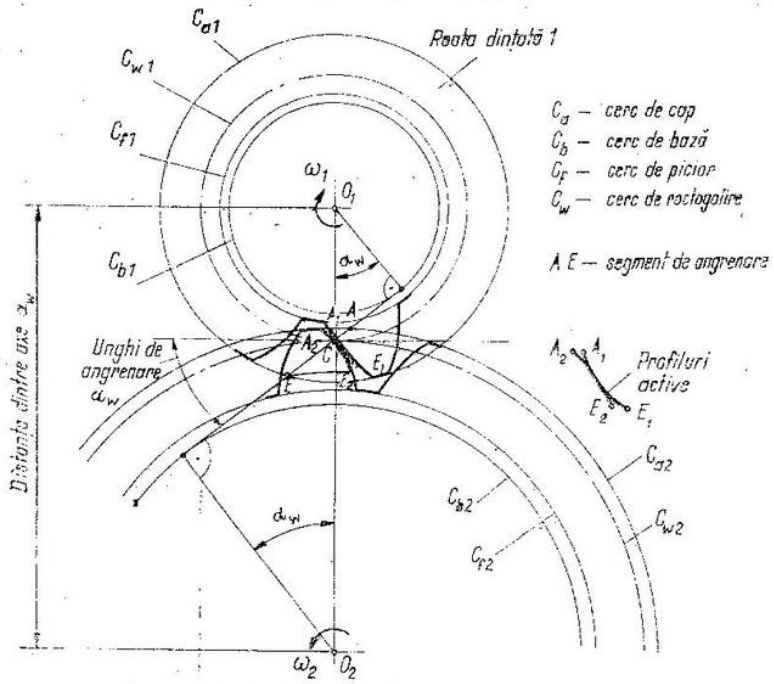
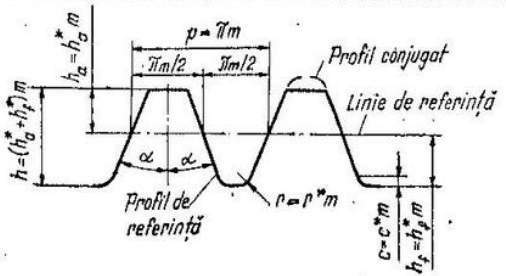
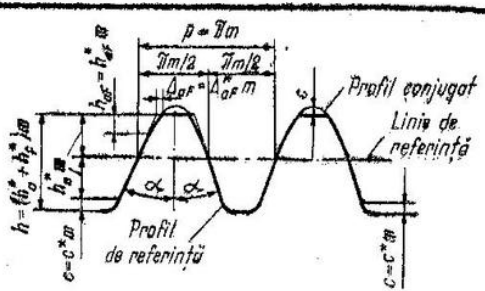


Fig. 14.2. Angrenaj cilindric exterior.

* De fapt, evolventă este profilul utilizabil (generat evolventă), adică pe o lungime cel puțin egală cu profilul activ.

Tabelul 14.1

Cremalierele de referință standardizate pentru angrenajele evolventice

Schița	STAS	Destinația		Parametrii profilului					
			m_n	α	h_a^*	c^*	$r_{f\,max}^*$	Δ_{aF}^*	h_{aF}^*
	821-82	Mecanică generală și grea	≥ 1	20°	1,0	0,25	0,38	—	—
	—	Mecanică fină	<0,5 >0,5	20° 20°	1,1 1,1	0,5 0,35	0,3 0,4	— —	— —
	821-82	Transmisii rapide și greu încărcate		20°	1,0	0,25	0,38	V. tabelul 14.2	0,45

Tabelul 14.2

Valorile coeficientului adîncimii de flancare Δ_{aF}^* (extras din STAS 821-82)

Treapta de precizie	Modulul m, mm						
	2	2—3,5	3,5—6,3	6,3—10	10—16	16—25	25—50
6	0,010	0,009	0,008	0,006	0,005	—	—
7	0,015	0,012	0,010	0,008	0,007	0,006	—
8	0,020	0,018	0,015	0,012	0,010	0,009	0,008

Notă. 1. În cazul fabricației în serii mari se recomandă stabilirea prin încercări a parametrilor (optimi) de flancare, în funcție de condițiile concrete de exploatare.
2. Treapta de precizie este definită după criteriul funcționării line (STAS 6273-81).

Profilul de referință. Pentru ca un angrenaj să fie complet definit, trebuie să se precizeze: profilul de referință, unghiul de înclinare al dinților, modulul, numerele de dinți, distanța dintre axe, deplasările de profil și modul de generare a roților.

Profilul de referință este conturul cremalierei de referință (în plan normal sau frontal). Cremaliera de referință a unei roți dințate este cremaliera (bara dințată) care se obține mărind (fictiv) la infinit numărul de dinți al roții. Profilului utilizabil (evolventă) al dinților roții pe cremaliera de referință îi corespunde profil rectiliniu. În aceste condiții, toate roțile dințate cu aceeași cremalieră de referință, sau realizate cu aceeași cremalieră generatoare (negativul cremalierei de referință), angrenează și între ele.

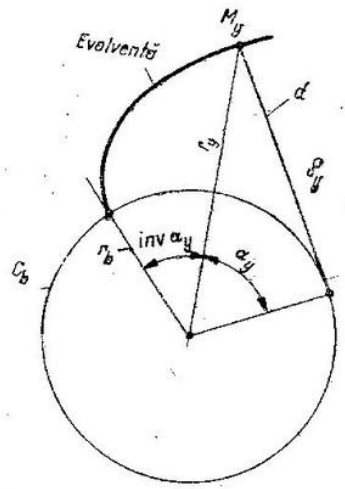


Fig. 14.3. Definirea profilului evolventic.

Profilul rectiliniu al cremalierei de referință (standardizat) este simetric față de linia pe care grosimea dinților este egală cu golul dintre dinți (linia de referință) — tabelul 14.1. De observat că în mecanica generală și grea se folosește un profil de referință, iar în mecanica fină altul. La turbotransmisii (de încărcări și viteze mari) se folosesc angrenaje flancate (al doilea contur din tabelul 14.1, cu parametrii din tabelul 14.2).

Sînt cazuri cînd se recurge la profiluri de referință nestandardizate: la angrenajele cu distanța dintre axe variabilă, $\alpha = 20°$, $h_a^* = 1{,}2$, $c^* = 0{,}25$; la angrenajele minimale (cu $z_1 = 1 \ldots 5$), $\alpha \neq 20°$, $h_{a1}^* = h_{a2}^*$, $c^* = 0{,}1$; uneori la angrenajele greu încărcate, $\alpha = 28°$, $h_a^* = 0{,}8$, $c^* = 0{,}2$, la cutii de viteze de autovehicule și tractoare, $\alpha = 20°$, $h_a^* = 0{,}75 \ldots 0{,}8$, $c^* = 0{,}25$. Danturarea roților care ulterior se rectifică, obișnuit se face cu scule cu protuberanță, la care profilul are $c^* = 0{,}4$ sau $0{,}5$, iar pentru roțile care se șeveruiesc $c^* = 0{,}3 \ldots 0{,}35$ (modificări enunțate dar nereglementate în STAS 821-82).

La roțile dințate cu dinți înclinați profilul de referință standardizat este cel în secțiunea normală (fig. 14.4).

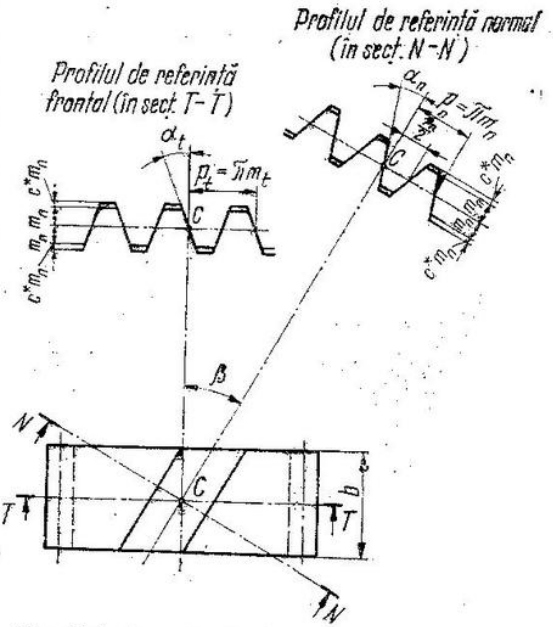


Fig. 14.4. Cremalierele de referință ale roții cilindrice cu dinți înclinați.

Unghiul de înclinare al dinților este recomandat în tabelul 14.3. În cazul roților dințate cu dinți înclinați sau în V prelucrate cu cuțite roată, unghiul de înclinare al dinților este cel al sculei, iar acesta este corelat cu unghiul ghidajului elicoidal al mașinii de danturat: pasul elicei dinților sculei trebuie să fie egal cu pasul ghidajului mașinii

$$p_E = \pi d_g/\text{tg}\ \beta_g = \pi d_0/\text{tg}\ \beta_0,$$

unde: d_g este diametrul ghidajului, β_g — unghiul de pantă al elicei ghidajului (pe cilindrul d_g), d_0 — diametrul de divizare al sculei, β_0 — unghiul dinților sculei (pe cilindrul d_0). Din condiția de mai înainte se obține ($\beta = \beta_0$)

$$\sin \beta = (m_n z_0/d_g)\ \text{tg}\ \beta_g; \quad \text{tg}\ \beta = (m_t z_0/d_g)\ \text{tg}\ \beta_g.$$

Tabelul 14.3

Recomandări de alegere a unghiului de înclinare al dinților angrenajelor exterioare

Tipul angrenajului	Unghiul de înclinare	Domeniul
Angrenaje cu dinți drepți	0	Cutii de viteze Angrenaje de schimb la mașini-unelte Angrenaje mari (în special care nu funcționează în carcase și cele durificate prin c.i.f.)
Angrenaje cu dinți înclinați	6 – 10°	Reductoare mari (treptele finale) Motoreductoare: treapta cu pinionul fixat pe arborele motorului electric
	10 – 20°	Reductoare (mai puțin treptele finale ale reductoarelor mari) Motoreductoare
Angrenaje în V deschis	20 – 30°	Reductoare turbo cu angrenaje durificate și rectificate Reductoare mari Reductoare cu regim neuniform de lucru (exemple: reductoare pentru unități petroliere de pompaj, pentru valțuri de cauciuc)
Angrenaje în V închis	25 – 35°	Reductoare cu regim neuniform de lucru

Pentru mașinile de danturat Sykes și Lorenz: $d_g = 4$ și 6″, respectiv 101,6 și 152, 4 mm, iar $\beta_g = 22{,}5$; 30 și 45°. Unghiul β la angrenajele realizate pe aceste mașini depinde de modul și de numărul de dinți al sculei z_0 (se recomandă valori z_0 pentru care $d_0 \approx d_g$).

Modulul reprezintă raportul dintre pasul cremalierei de referință și π. Prin STAS 822-82 sînt reglementate valorile modulului (tabelul 14.4). La roțile dințate cu dinți înclinați este standardizat modulul normal m_n. Totuși, obișnuit la angrenajele cu dinți în V închis (realizate cu cuțite roată) se admit valori standard pentru modulul frontal m_t, deși profilul de referință standard se ia pentru planul normal.

Pentru numărul de dinți al roților recomandări sînt date în tabelele 14.5 și 14.6.

Tabelul 14.4

Valorile standardizate ale modulului, raportului de transmitere și distanței dintre axe la angrenaje

Modulul, mm (după STAS 822-82) *	Mecanică fină	**0,05**; 0,055; **0,06**; 0,07; **0,08**; 0,09; **0,1**; 0,11; **0,12**; 0,14; **0,15**; 0,18; **0,2**; 0,22; **0,25**; 0,28; **0,3**; 0,35; **0,4**; 0,45; **0,5**; 0,55; **0,6**; 0,7; **0,8**; 0,9; *1*
	Mecanică generală și grea	**1**; 1,125; **1,25**; 1,375; **1,5**; 1,75; **2**; 2,25; **2,5**; 2,75; **3**; 3,5; **4**; 4,5; **5**; 5,5; **6**; 7; **8**; 9; **10**; 11; **12**; 14; **16**; 18; **20**; 22; **25**; 28; **32**; 36; **40**; 45; **50**; 55; **60**; 70; **80**; 90; 100
Raportul de transmitere (după STAS 6012-82)	Șirul de bază	**1**; 1,12; **1,25**; 1,4; **1,6**; 1,8; **2**; 2,25; **2,5**; 2,8; **3,15**; 3,55; **4**; 4,5; **5**; 5,6; **6,3**; 7,1; **8**; 9
	Șirul complet	$10^n \times$ șirul de bază; $n = 0$; 1; 2 pentru reductoarele de uz general
Distanța dintre axe (STAS 6055-82)	Mecanică generală și grea	**40**; 45; **50**; 56; **63**; 71; **80**; 90; **100**; 112; **125**; 140; **160**; 180; **200**; 225; **250**; 280; **315**; 355; **400**; 450; **500**; 560; **630**; 710; **800**; 900; **1000**; 1120; **1250**; 1400; **1600**; 1800; **2000**; 2250; 2500

Notă. 1. Se recomandă folosirea valorilor cu cifre negre (șirul R10).
*) Pentru construcția de automobile se admite folosirea modulelor 3,25; 3,75 și 4,25, iar pentru construcția de tractoare 6,5.

Tabelul 14.5

Deplasările de profil pentru angrenajele cilindrice exterioare cu dinți drepți (după GOST 16532-70)

Distanța dintre axe	Deplasările de profil			Domeniile de aplicare			
	x_Σ	x_1	x_2	Tipul transmisiei	z_1	z_2	u
$a_w = a$	0	0	0	Cinematică	≥ 17	≥ 17	≥ 1
	0	0,3	−0,3		12 ... 16	≥ 22	—
	0	0	0	De putere	≥ 21	≥ 21	≥ 1
	0	0,3	−0,3		14 ... 20	—	$\geq 3,5$
	1	0,5	0,5		10 ... 30	—	1
$a_w > a$	0 ... 0,5	x_Σ	0	Cinematică	$\geq z_{1\,min}$, dar nu mai mic de 10	≥ 17	—
				De putere	$\geq z_{1\,min} + 2$	≥ 21	—
	0,5 ... 1	0,5	$x_\Sigma - 0,5$	Cinematică	≥ 10	$\geq z_{2\,min}$	—
				De putere	≥ 11	$\geq z_{2\,min} + 2$	—

Notă. 1. Pentru $u = 1$ se recomandă $x_1 = x_2 = 0,5x_\Sigma$.
2. La $x_\Sigma = 0,3 \ldots 0,7$ și $u = 1 \ldots 2$, alunecările maxime vor fi mai mari decît în angrenajul zero.
3. Valorile $z_{1\,min}$ și $z_{2\,min}$ se determină din condiția $\rho_{a1(2)} = 0$, respectiv $z_{1(2)\,min} = 2(h_a^* - x_{1(2)})/\sin^2 \alpha$.

Tabelul 14.6

Deplasările de profil pentru angrenajele cilindrice exterioare cu dinți înclinați și în V (după GOST 16532-70)

Distanța dintre axe	Deplasările de profil			Domeniile de aplicare				Observații
	x_Σ	x	x_2	Tipul transmisiei	z_1	z_2	u	
$a_w = a$	0	0	0	Cinematică	$\geqslant z_{min}$	$\geqslant z_{min}$	—	
	0	0,3	−0,3		$\geqslant z_{1\,min}$, dar nu mai mic de 10	$z_{2\,min}$	—	
	0	0	0	De putere	$\geqslant z_{min} + 2$	—	$\geqslant 1$	Recomandarea nu se aplică la angrenajele cu pinionul și roata din oțel îmbunătățit
	0	0,3	−0,3		$\geqslant z_{1\,min} + 2$, dar nu mai mic de 10	—	$\geqslant 3,5$	
$a_w > a$	0...0,5	x_Σ	0	Cinematică	$\geqslant z_{1\,min}$, dar nu mic de 10	$\geqslant z_{2\,min}$	—	
				De putere	$\geqslant z_{1\,min} + 2$, dar nu mai mic de 10	$\geqslant z_{2\,min} + 2$	—	Recomandarea nu se aplică la angrenajele cu pinionul durificat și roata din oțel îmbunătățit

Notă. Valorile $z_{1\,min}$ și $z_{2\,min}$ se determină din condiția $\rho_{u1(2)} = 0$, respectiv $z_{1(2)min} = 2\cos\beta(h_a^* - x_{1(2)})/\sin^2\alpha_t$.

Distanța dintre axe este reglementată prin STAS 6055-82. Se abat transmisiile de mare serie și angrenajele planetare (sau derivate din acestea prin blocarea brațului portsateliți).

Raportul de transmitere este reglementat prin STAS 6012-82 (v. tabelul 14.4) la angrenajele reductoarelor de uz general (cu abateri max $\pm 3\%$).

Deplasarea de profil oferă angrenajelor evolventice o serie de calități fără nici un efort tehnologic suplimentar: la danturare se modifică poziția sculei față de roată. Rularea între cremaliera generatoare și roată se face între linia de divizare a cremalierei, paralelă cu linia de referință, și cercul de divizare al roții (pe acest cerc pasul danturii este identic cu cel al cremalierei; fig. 14.5). Distanța dintre linia de referință (funcție de poziția sculei) și linia de divizare (independentă de poziția sculei, tangentă la cercul de divizare, cu $d = mz$) se numește *deplasarea absolută a profilului*. Raportul deplasării absolute prin modul este denumit *deplasare specifică* a profilului, sau simplu „deplasare de profil". Consecințele deplasării de profil se pot observa pe fig. 14.5: la $x > 0$, baza dintelui se întărește, profilul activ cuprinde arce de evolventă mai depărtate de cercul de bază, deci cu raze de curbură mai mari; la $x < 0$, situația se schimbă.

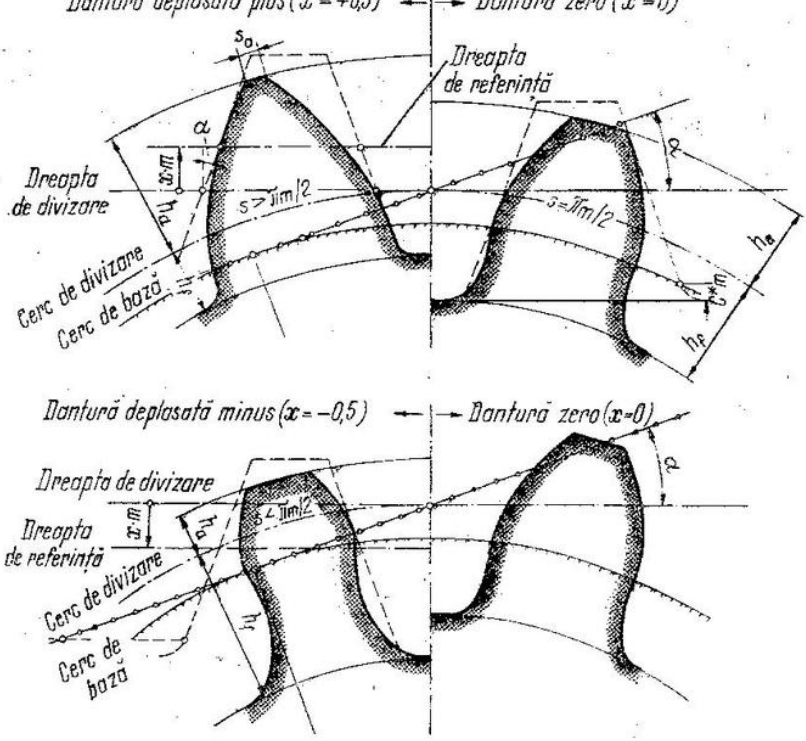


Fig. 14.5. Caracterizarea roților dințate cu dantură exterioară după deplasarea de profil x (pentru $z = 12$, profil de referință STAS 821-82).

Sub aspectul deplasării de profil, angrenajele sînt caracterizate de deplasarea însumată a celor două roți: $x_\Sigma = x_1 - x_2$. Pentru $x_\Sigma = 0$ corespund angrenaje zero — deplasate, la care deplasările roților conjugate sînt $x_1 = -x_2$ iar $a_w = a$. Aici se cuprinde și cazul angrenajelor zero: $x_1 = -x_2 = 0$. La $x_\Sigma \neq 0$, angrenajele se numesc deplasate (corespunde $a_w \neq a$): pentru $x_\Sigma < 0$ $(a_w < a)$ — angrenaje deplasate minus, pentru $x_\Sigma > 0$ $(a_w > a)$ — angrenaje deplasate plus.

Deplasările x_1 și x_2 sînt îngrădite de limitele geometrice de existență ale angrenajului, și anume: limitele de generare (subtăierea, ascuțirea), limitele de angrenare (interferența, discontinuitatea angrenării).

Subtăierea reprezintă interferența la generare și constă în generarea de către profilul rectiliniu al cremalierei sub cercul de bază al roții. Deci, pentru evitarea subtăierii, se cere: $\rho_u \geq 0$ (fig. 14.6). Ascuțirea se produce cînd grosimea dintelui pe cercul de cap $s_a = 0$ (practic $s_a = 0{,}2\ m$; fig. 14.7). Interferența intervine în zonele extreme ale angrenării (punctele A și E din fig. 14.2). Pentru evitarea interferenței se impune respectarea condițiilor (fig. 14.8): $\rho_{A1} \geq 0$, $\rho_{E2} \geq 0$, $\rho_{A1} \geq \rho_{u1}$ și $\rho_{E2} \geq \rho_{u2}$, iar pentru asigurarea angrenării continue se cere ca gradul de acoperire să fie supraunitar, $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}0$.

Pentru a stabili deplasările x_1 și x_2 se pot folosi recomandările din două standarde: DIN 3992 [41] și GOST 16532-70 [43].

După DIN 3992, funcție de criteriul urmărit, se alege x_Σ: la angrenajele cu alunecări egalizate (rezistență la gripare și la uzură), $x_\Sigma = 0 \ldots 0{,}6$; la angrenajele cu portanță mărită (la contact și la rezistența dinților), $x_\Sigma = 0{,}6 \ldots 1{,}2$ (fig. 14.9, a). În continuare, x_Σ se repartizează pe roți (x_1, x_2), folosind fig. 14.9, b — pentru angrenaje cu $u > 1$ (reductoare) și fig. 14.9, c — pentru angrenaje cu $u < 1$ (multiplicatoare): cu valorile $(z_1 + z_2)/2$ pe abscisă și $x_\Sigma/2$ pe ordonată, se trece pe o dreaptă D; pentru z_1 și z_2 — pe abscisă, de pe D se obțin deplasările x_1 și x_2.

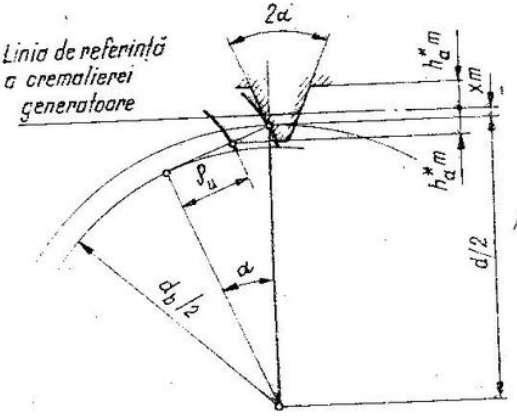


Fig. 14.6. Schema de calcul a razei ρ_u la generarea cu scula tip cremalieră.

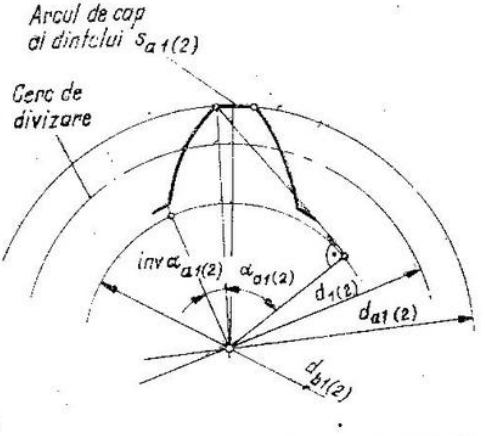


Fig. 14.7. Grosimea dinților pe cilindrul de cap.

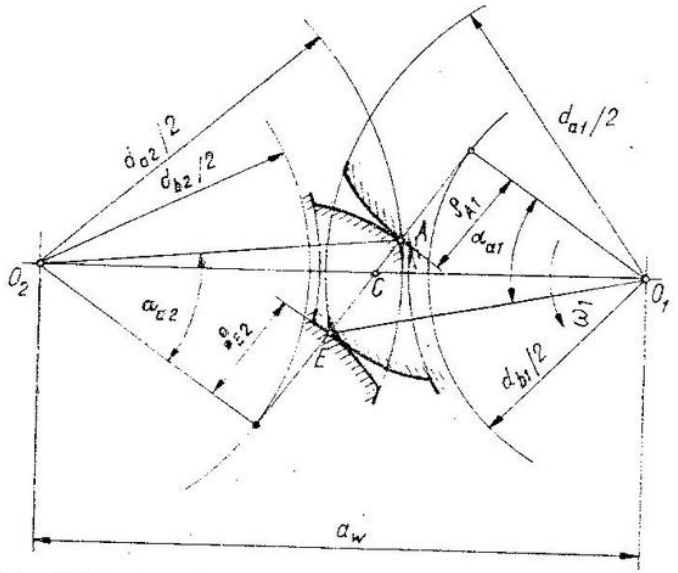


Fig. 14.8. Schema de calcul a razelor de curbură ρ_{A1} și ρ_{E2} (A și E punctele de intrare și de ieșire din angrenare).

Recomandările GOST 16532-70 sînt sintetizate în tabelele 14.5 și 14.6. Evident, dacă la angrenaj se impune distanța dintre axe, x_Σ nu se alege, ci se încadrează în recomandările de mai înainte (sau în apropierea acestor recomandări), recurgînd la modificarea numărului de dinți al roții mari (respectînd totuși raportul de transmitere efectiv la o abatere de max $\pm$ 3% față de valoarea nominală) sau, la angrenajele cu dinți înclinați, la modificarea unghiului de înclinare al dinților.

Prin mod de generare se înțelege totalitatea parametrilor care caracterizează poziția și mișcarea relativă a elementelor unui angrenaj tehnologic: scula (elementul generator) și roata în curs de prelucrare (elementul generat). Dacă modul de generare este precizat numai calitativ, se definește numai procedeul de danturare (de prelucrare). În tabelul 14.7 se prezintă procedeele de danturare a roților cilindrice exterioare, sistematizate după angrenajul tehnologic care stă la bază. Modul de generare este definitoriu pentru geometria flancului dintelui în zona de racord și pentru lungimea profilului utilizabil (evolventă) al dintelui. Trebuie observat că pentru roțile dințate la care constructiv există limitări la ieșirea sculei (aici intră și toate roțile dințate în V), nu se pot aplica toate modurile de generare cuprinse în tabelul 14.7. Spațiile de ieșire a sculei pentru cele mai utilizate procedee de prelucrare a roților dințate cilindrice exterioare sînt indicate în fig. 14.10—14.12 și tabelele 14.8 și 14.9: în fig. 14.10, *a* și tabelul 14.8 — pentru danturarea cu freza melc, în fig. 14.10, *b* și 14.11 — pentru danturarea cu freza disc și pentru rectificare dantură, în fig. 14.10, *c*, *d* și tabelul 14.9 pentru danturarea cu cuțitul roată, în fig. 14.12 — pentru șeveruire.

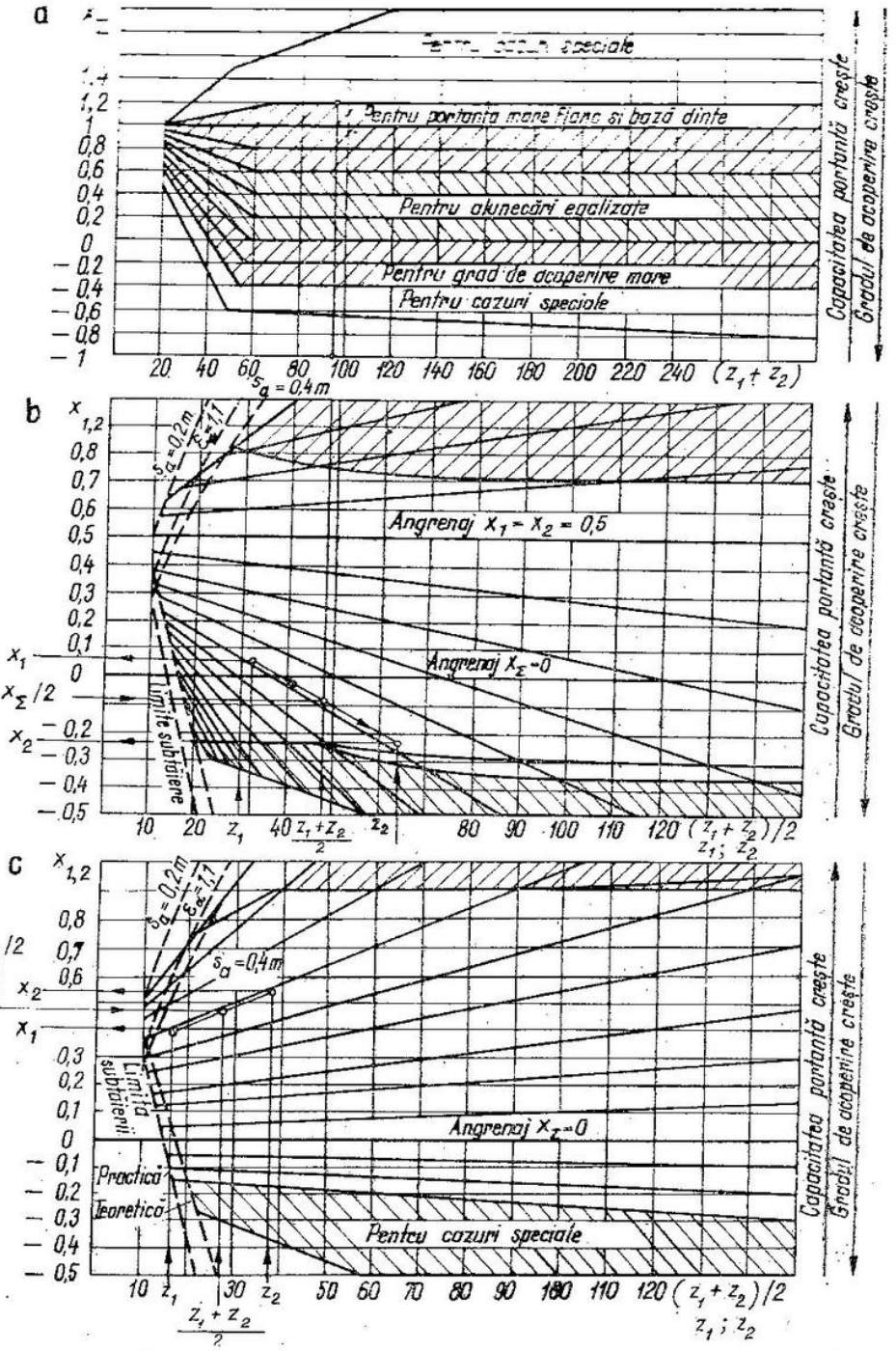
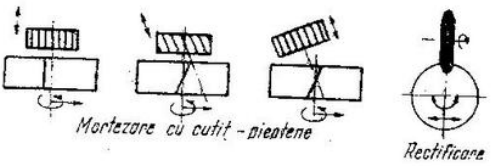
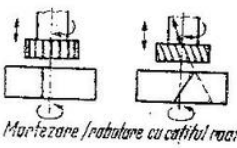
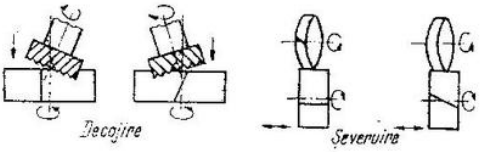
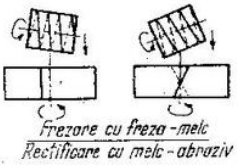
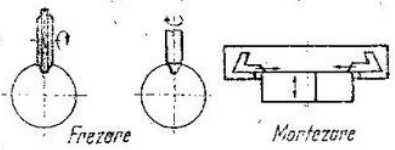


Fig. 14.9. Alegerea deplasărilor de profil după DIN 3992.

Tabelul 14.7

Clasificarea modurilor de generare a roților dințate cilindrice exterioare

Nr. crt.	Angrenajul tehnologic real / Angrenajul tehnologic admis în lucrare	Moduri de generare (procedee de prelucrare)
1	Angrenaj cu cremalieră generatoare	
2	Angrenaj cilindric cu roată generatoare	
3	Angrenaj elicoidal cu roată generatoare	
4	Angrenaj elicoidal cu melc generator / Angrenaj cu cremalieră generatoare	
5	— (generarea prin copiere) / Angrenaj cu cremalieră generatoare	

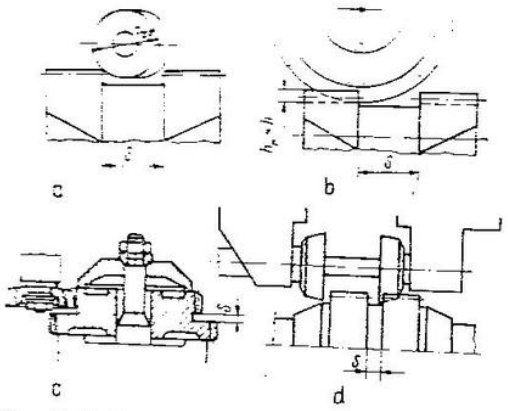


Fig. 14.10. Ieșirea sculei la frezarea (*a*), rectificarea (*b*), mortezarea (*c*) și rabotarea roților dințate (*d*).

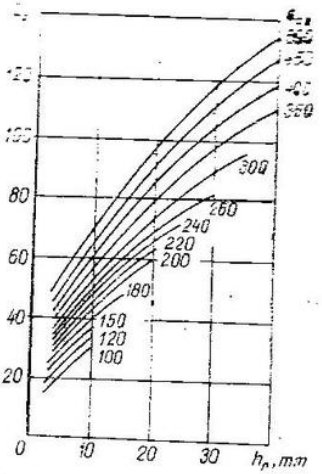


Fig. 14.11. Spațiul de ieșire a frezei disc sau discului de rectificat:
— la roțile cu dinți drepți, $S \geq L_x$ — din grafic;
— la roțile cu dinți înclinați, $S \geq L_x \cos\beta + 1{,}7\, m_n \sin\beta$.

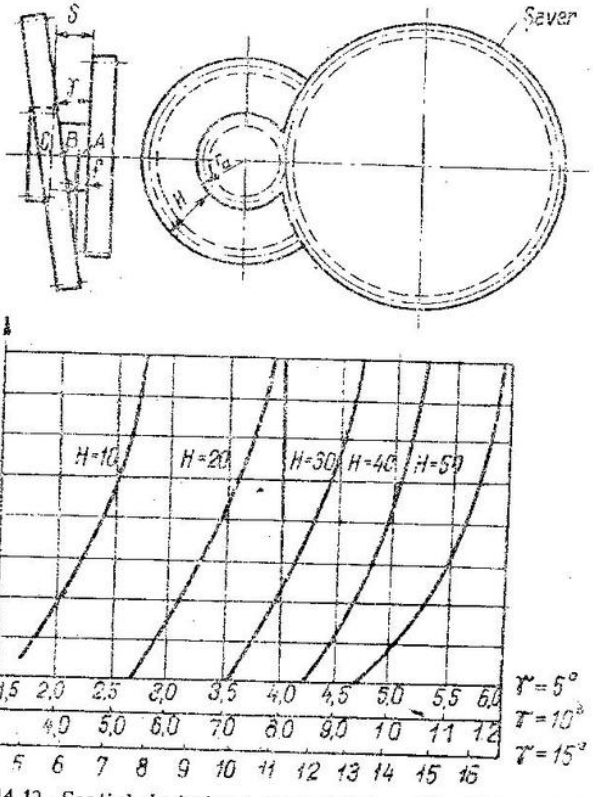


Fig. 14.12. Spațiul de ieșire a șeverului la roțile dințate duble:
$S \geq AB + f + BC$
(AB — din grafic, $f \approx 1$ mm, $BC \approx 6$ mm).

Tabelul 14.8

Lățimea minimă a canalului dintre coroanele danturii în V la prelucrarea cu freza melc (*v.* fig. 14.10, *a*)

Modulul normal, m_n, mm	Diametrul exterior al frezei d_{a0}, mm	Lungimea frezei, mm	Lățimea canalului de ieșire a frezei S, mm			
			Unghiul de înclinare a danturii, β			
			10°	20°	30°	40°
2	70	63	24	28	32	35
2,5	80	70	27	32	35	40
3	90	80	30	35	40	45
3,5	90	80	35	40	45	50
4	100	90	40	45	50	55
5	112	100	45	50	60	65
6	125	112	55	60	65	70
7	135	112	60	70	75	80
8	120	130	65	75	85	90
10	140	160	80	90	100	105
12	150	190	95	105	115	120
14	165	210	105	120	130	135
16	175	230	120	130	145	150
18	210	250	135	145	165	170
20	220	270	145	160	175	180
24	240	320	170	190	205	210

Tabelul 14.9

Lățimea minimă a canalului de ieșire a sculei la danturarea cu cuțitul roată (v. fig. 14.10, *c* și *d*)

Danturare cu cuțite Sykes (cu fața de degajare normală pe axa sculei)

Modulul m_t, mm	≤1,5	2–3	3,5–4,5	5–6	7	8	10	12	14–20	≥20
S, mm	5	6	7	8	9	10	11	12	15	18

Danturare cu cuțite Fellows (cu fața de degajare normală pe linia dinteluí sculei)

	Modulul m_n		≤2	2–3	3–4	4–6	6–8	8–10	10–14	14–20	≥20
S, mm	Unghiul de înclinare β:	15°	5,5	7	8,5	10	12	15	18	22	28
		22,5°	6,5	8	10	12	15	18	22	30	40
		30°	7,5	10	12	15	18	22	28	36	50

Calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare cu distanța dintre axe fixă. Sistematizarea calculului geometric se realizează în baza schemei bloc din fig. 14.13. Mai întîi se definesc parametrii profilului de referință ai sculei generatoare (pentru generarea cu sculă tip roată) și ai angrenajului.

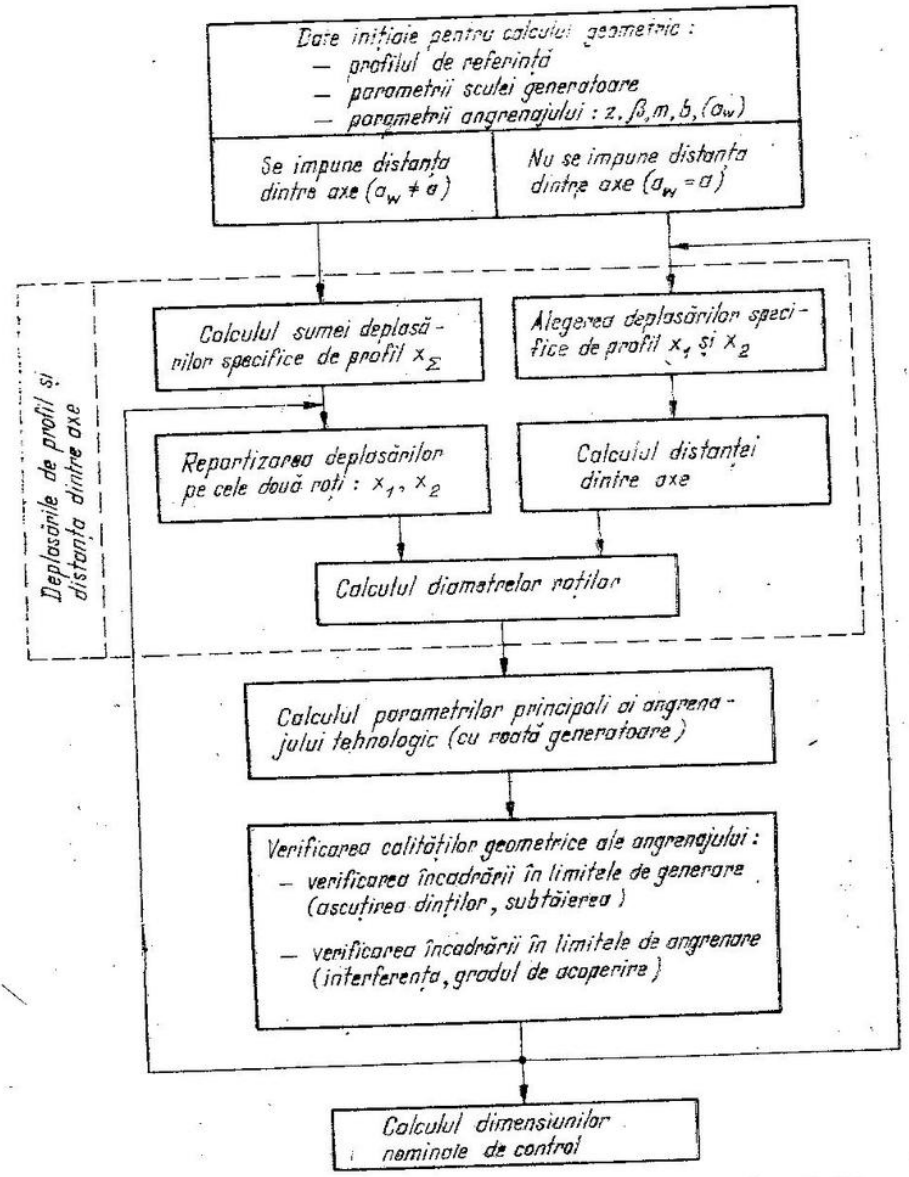


Fig. 14.13. Schema bloc pentru calculul geometric al angrenajelor cilindrice.

În continuare se deosebesc două cazuri: angrenaje la care se impune distanța dintre axe și angrenaje la care nu se impune distanța dintre axe. Pentru primul caz se calculează deplasarea însumată x_Σ și se repartizează pe roți (x_1, x_2), iar pentru al doilea se aleg valori optimale x_Σ, x_1, x_2 și se stabilește distanța

dintre axe. Pentru angrenajele cu roțile generate cu scule tip roată, într-un bloc suplimentar, se stabilesc elementele angrenajului tehnologic al fiecărei roți. Calculul continuă cu verificarea calităților geometrice ale angrenajului: verificarea respectării limitelor de generare și de angrenare. În final se stabilesc dimensiunile nominale de control.

Pe baza acestei scheme bloc, în tabelul 14.10 este prezentată metodica de calcul geometric pentru angrenajele cilindrice realizate cu scule tip cremalieră (pe baza angrenajelor tehnologice 1 și 4 din tabelul 14.7). În plus, se dau patru exemple reprezentative de calcul: 1—3 — angrenaje cu modulul normal standardizat, 4 — angrenaj cu modulul frontal standardizat. Ultimul exemplu este reprezentativ pentru angrenajele în V închis realizate cu tehnologie combinată: pinionul prin rabotare cu cuțite roată Sykes, roata cu freza melc (roțile de mari dimensiuni se execută ca roți cu dinți înclinați îmbinate transversal). Valoarea ρ_{u1} este stabilită pe baza metodicii din tabelul 14.11.

Calculul geometric sistematizat al angrenajelor cilindrice exterioare la care roțile sînt realizate cu scule tip roată (pe baza angrenajelor tehnologice 2 și 3 din tabelul 14.7) este expus în tabelul 14.11. Exemplele din același tabel privesc angrenaje cu distanța dintre axe impusă.

Pentru stabilirea rapidă a elementelor de control ale roților dințate cilindrice exterioare (fig. 14.15), în tabelele 14.12—14.14 se dau: coarda constantă, lungimea peste dinți și lungimea peste bile (role).

Calculul geometric al angrenajelor cilindrice cu distanța dintre axe variabilă ($a_w \neq$ const). În unele utilaje tehnologice, cum sînt valțurile din industria cauciucului și materialelor plastice, angrenaje greu solicitate funcționează la distanțe dintre axe variabile: $a_{w\,max} - a_{w\,min} = (0{,}5 \ldots 1)\,m$. Calculul geometric al angrenajelor cu $a_w \neq$ const reprezintă, în principiu, un calcul obișnuit de angrenaj cilindric cu $a_w = a_{w\,min}$, mai puțin calculul gradului de acoperire, care se face la $a_w = a_{w\,max}$. Calculul este prezentat în [25].

14.1.1.2. **Geometria angrenajelor cilindrice interioare (evolventice).** Angrenajele cilindrice interioare (fig. 14.16) sînt formate dintr-o roată cu dantură interioară *2* și o roată cu dantură exterioară *1*, cu $z_2 > z_1$.

Moduri de generare. În tabelul 14.16 se prezintă o sistematizare a principalelor procedee de prelucrare a roților cu dantură interioară. Cel mai adesea roțile cu dantură interioară sînt generate cu cuțitul roată — tip Fellows și Sykes, scula și semifabricatul formînd un angrenaj cilindric (mișcarea principală de așchiere este translație). Acest mod de generare va fi admis în continuare pentru calculul geometric din tabelul 14.21. Mai productive sînt procedeele de generare la care scula și semifabricatul formează un angrenaj elicoidal, avînd mișcarea principală de așchiere rotația continuă a sculei (procedeul de „decojire" dezvoltat relativ recent). Geometria roții realizate prin copiere poate fi încadrată în primul caz de generare menționat.

Tabelul 14.10

Calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare realizate cu scule tip cremalieră (dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Valori numerice (exemple)			
		Angrenaje cu dinți drepți		Angrenaje cu dinți înclinați	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$	$a_w \neq a$	$a_w \neq a$
		1	2	3	4
Date inițiale					
Numerele de dinți $z_{1(2)}$	—	16; 48	18; 64	13; 64	25; 100
Unghiul de înclinare al dintelui β	V. tabelul 14.3	0	0	15°	27°56'25"**
Modulul (standardizat)	V. tabelul 14.4	2,5	6	2,5	10
Modulul normal m_n	$m_n = m_t \cos \beta$	2,5	6	2,5	8,834360
Modulul frontal m_t	$m_t = m_n/\cos \beta$	2,5	6	2,588190	10
Profilul de referință standardizat (normal) α_n, h_a^*, c^*	Tabelele 14.1 și 14.2	20° — 1,0 — 0,25	20° — 1,0 — 0,25 flancat	20° — 1,0 — 0,25	20° — 1,0 — 0,25
Unghiul profilului în plan frontal α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n/\cos \beta$	20°	20°	20°38'48"	22°23'29"
Distanța dintre axe a_w (la $a_w \neq a$)	V. tabelul 14.4 (pentru reductoare)	—	250,000	100,000	630,000
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1(2)}$ (la $a_w = a$)	V. tabelele 14.5 și 14.6 și fig. 14.9.	0,3; —0,3	—	—	—
Lățimea danturii $b_{1(2)}$	$b_1 = b_2 + (0,5 \ldots 1,5)\, m_n$	35; 32	110; 100	43; 40	130; 120

Parametrii de bază ai angrenajului

Distanța dintre axe a angrenajului a	$a = m_t(z_1 + z_2)/2$	80,000	246,000	99,645	625,000
Unghiul de angrenare α_w	$\cos\alpha_w = (a/a_w)\cos\alpha_t$	20°	22°22'59"	21°10'46"	23°28'14"
Suma deplasărilor specifice (normale) de profil x_Σ (pentru $a_w \neq a$)	$x_\Sigma = \dfrac{(\text{inv}\,\alpha_w - \text{inv}\,\alpha_t)(z_1 + z_2)}{2\,\text{tg}\,\alpha_t \cdot \cos\beta}$	0	0,705441	0,14363	0,57887
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1(2)}$ ($a_w \neq a$)	V. tabelele 14.5 și 14.6, fig. 14.9	—	0,5 0,205441	0,5 −0,35637	0,57887 0
Distanța dintre axe a_w (la $a_w = a$)	$a_w = a(\cos\alpha_t/\cos\alpha_w)$	80,000	—	—	—
Diametrele de divizare $d_{1(2)}$	$d_{1(2)} = m_t z_{1(2)}$	40,00 ; 120,00	108,00 ; 384,00	33,646 165,644	250,000 1000,000
Diametrele cercurilor de picior (interioare) $d_{f1(2)}$	$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2m_n(h_a^* + c^* - x_{1(2)})$	35,25 ; 112,25	99,00 ; 371,46	29,896 157,612	238,142 977,914
Înălțimea dinților h	$h = a_w - m_n c^* - 0{,}5(d_{f1} + d_{f2})$	5,625	13,267	5,620	19,763
Scurtarea dinților Δ_h	$\Delta_h = m_n(2h_a^* + c^*) - h$	0	0,233	0,005	0,114
Diametrele de cap (exterioare) $d_{a1(2)}$	$d_{a1(2)} = d_{f1(2)} + 2h$	46,500 123,500	125,534 397,994	41,137 168,853	277,668 1017,440
Diametrele de bază $d_{b1(2)}$	$d_{b1(2)} = d_{1(2)}\cos\alpha_t$	37,588 112,763	101,487 360,842	31,349 154,339	231,150 924,601

Verificarea calităților geometrice ale angrenajului

Verificarea lipsei ascuțirii dinților: pe cilindrul de cap grosimea dinților $s_{a1(2)} \geq 0{,}3$	$s_{a1(2)} = [(0{,}5\pi + 2x_{1(2)}\cos\beta\,\text{tg}\,\alpha_t)/z_{1(2)} + (\text{inv}\,\alpha_t - \text{inv}\,\alpha_{a1(2)})]\,d_{a1(2)}/m_t$	0,518 0,814	0,494 0,794	0,374 0,829	0,626 0,831

** Pentru $z_0 = 14$, $d_g = 6'' = 152{,}4$ mm, $\beta_g = 30°$; $\text{tg}\,\beta_0 = m_t z_0 \cdot \text{tg}\,\beta_g/d_g$ (v. pag. 12).

Tabelul 14.10 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	2	3	4
Verificarea lipsei subtăierii: $\rho_{u1(2)} \geq 0$	$\rho_{u1(2)} = 0{,}5d_{1(2)} \sin \alpha_t - m_n(h_a^* - x_{1(2)})/\sin \alpha_t$	1,723 > 0 11,018 > 0	9,697 > 0 51,729 > 0	2,136 > 0 19,336 > 0	37,850 > 0 167,277 > 0
Verificarea lipsei interferenței profilurilor: $\rho_{A1} > \rho_{u1}$; $\rho_{E2} > \rho_{u2}$; $\rho_{A1} > 0$; $\rho_{E2} > 0$	$\rho_{A1} = a_w \sin \alpha_w - 0{,}5d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}$ $\rho_{E2} = a_w \sin \alpha_w - 0{,}5d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}$, unde $\alpha_{a1(2)}$ — unghiul de presiune la vîrful dintelui rezultă din: $\cos \alpha_{a1(2)} = d_{b1(2)}/d_{a1(2)}$	2,178 > 1,723 13,673 > 11,018 2,178 > 0 13,673 > 0	11,240 > 9,697 58,256 > 51,729 11,240 > 0 58,256 > 0	2,644 > 2,136 22,891 > 19,336 2,644 > 0 22,891 > 0	38,608 > 37,850 173,991 > 167,277 38,608 > 0 173,991 > 0
Verificarea continuității angrenării în plan frontal: $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}2$ — pentru angrenaje cu dinți drepți; $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}0$ — pentru angrenaje cu dinți înclinați	$\varepsilon_\alpha = [z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w]/(2\pi)$	1,5594	1,4511	1,3922	1,3190
Gradul de acoperire axial (la angrenajele cu dinți înclinați se recomandă $\varepsilon_\beta \geq 1$)	La angrenajele cu dinți drepți $\varepsilon_\beta = 0$ La angrenajele cu dinți înclinați, $\varepsilon_\beta = b_2 \sin \beta/(\pi m_n)$	0 —	0 —	— 1,318	— 2,0258
Gradul de acoperire total ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	1,5594	1,4511	2,4715	3,3482
Dimensiunile nominale de control					
Pentru verificarea profilului frontal și direcției dinților					
Raza de bază $r_{b1(2)}$	$r_{b1(2)} = 0{,}5d_{b1(2)}$	18,794 56,381	50,743 180,421	15,675 72,170	115,575 462,300

Razele de curbură în punctele caracteristice ale profilului (v. fig. 14.14)***	$\rho_{u1(2)}$ V. mai sus	1,723 11,018	9,697 51,729	2,136 19,336	37,850 167,277
	$\rho_{f1(2)} = \rho_{u1(2)} - 0{,}5m_n \geq 0$	0,473 9,768	6,697 48,729	0,886 18,086	33,433 162,860
	$\rho_{a1(2)} = r_{b1(2)} \operatorname{tg} \alpha_{a1(2)}$	13,687 25,184	36,944 83,953	13,317 43,809	76,924 212,308
	$\rho_{F1} = \sqrt{(r_{a1} - h^*_{aF}m_n)^2 - r^2_{b1}}$ $h^*_{aF} = 0{,}45$ — v. tabelul 14.1	—	32,143	—	—
	$\rho_{D1} = \rho_{A1} + \pi m_t \cos \alpha_t$	9,558	28,953	9,993	67,655
Condiția flancării corecte****	$\rho_{F1} \geq \rho_{D1}$	—	32,143 > 28,953	—	—
Unghiul de înclinare al dinților pe cilindrul de bază β_b	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n$	0	0	14°04′34″	26°07′20″
Pentru verificarea poziției relative a dinților					
Pasul angrenării p_α	$p_\alpha = \pi m_n \cos \alpha_n$	7,380	17,713	7,380	26,080
Pasul axial p_x	$p_x = \pi m_n / \sin \beta$	—	—	30,345	59,234
Pentru verificarea poziției profilului de referință					
Coarda constantă $\bar{s}_{c1(2)}$	$\bar{s}_{c1(2)} = m_n(0{,}5\pi \cos^2 \alpha_n + x_{1(2)} \sin \alpha_n)$ V. tabelul 14.12	3,949 2,985	10,250 9,114	4,271 2,894	14,002 12,253
Înălțimea la coarda constantă $\bar{h}_{c1(2)}$	$\bar{h}_{c1(2)} = \frac{d_{a1(2)} - d_{1(2)}}{2} - m_n\left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_n + x_{1(2)} \sin^2 \alpha_n\right)$ V. tabelul 14.12	2,531 1,206	6,901 5,341	2,968 1,077	11,006 6,490

*** Acest sistem de control este aplicat la aparatele PSFU-Klingelnberg. La aparatele SP-Maag se folosesc coordonate polare $r - \theta$ (v. fig. 14.14).

**** Dacă nu se îndeplinește condiția $r_{F1} \geq r_{D1}$, se renunță la flancare.

Tabelul 14.10 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	2	3	4
Condiția de măsurare a coardei constante	$\rho_{u1(2)} < 0,5\left(d_{b1(2)} \operatorname{tg} \alpha_t + s_{c1(2)} \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha_n}\right) < \rho_{a1(2)}$ pentru $\rho_{a1(2)} = 0,5 d_{b1(2)} \operatorname{tg} \alpha_{a1(2)}$ (raza de curbură a profilului la vîrful dinților)	1,723<8,941<13,687 11,018<22,109<25,183	9,697<23,916<36,943 51,729<70,517<83,953	2,136<8,110<13,497 19,336<30,571<34,244	37,850<54,306<76,924 167,277<196,321<212,307
Unghiul de presiune $\alpha_{x1(2)}$ în punctul de măsurare a lungimii peste dinți (pe cilindrul de diametru $d_{x1(2)} = d_{1(2)} + 2x_{1(2)}m_n$)	$\cos \alpha_{x1(2)} = \frac{z_{1(2)} \cos \alpha_t}{z_{1(2)} + 2x_{1(2)} \cos \beta}$	25°04'42" 17°54'04"	27°05'50" 20°58'52"	29°25'08" 18°55'27"	27°20'40" 22°23'29"
Numărul de dinți (de calcul) $N_{c1(2)}$ în intervalul de măsurare a lungimii W_N	$N_{c1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi}\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{x1(2)}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x_{1(2)} \operatorname{tg} \alpha_n}{z_{1(2)}} - \operatorname{inv} \alpha_t\right) + 0,5$	2,738 5,277	3,230 7,961	2,796 7,671	4,786 16,093
Numărul de dinți $N_{1(2)}$ în intervalul de măsurare a lungimii W_N	$N_{1(2)}$ reprezintă rotunjirea la valoarea întreagă apropiată a valorii $N_{c1(2)}$. V. și tabelul 14.13	3 5	3 8	3 8	5 16
Lungimea peste N dinți $W_{N1(2)}$	$W_{N1(2)} = m_n[\pi(N_{1(2)} - 0,5) + 2x_{1(2)} \operatorname{tg} \alpha_n + z_{1(2)} \operatorname{inv} \alpha_t] \cos \alpha_n$	19,524 34,379	47,846 139,067	19,808 57,216	125,257 421,835
Condițiile de măsurare a lungimii $W_{N1(2)}$	$W_{N1(2)} < b_{1(2)}/\sin \beta_b$ și $\rho_{u1(2)} < 0,5 W_{N1(2)} \cdot \cos \beta_b < \rho_{a1(2)}$	1,7<9,7<13,7 11<17,2<25,2	9,7<23,9<36,9 51,7<69,5<83,9	19,8<176,8 2,1<9,6<13,5 57,2<164,4 19,3<27,7<34,2	125,2<295,2 37,8<56,2<76,9 W_{N3} nu se poate măsura

Diametrul bilelor (rolelor) de control D_B la măsurarea peste bile (role)	$D_B \geq 1{,}7\, m_n$ — v. tabelul 14.15 (pentru $x_{1(2)} = 0$ v. tabelul 14.14)	4,4	10,95	4,4	16,565
Unghiul de presiune la centrul bilelor (rolelor) de control $\alpha_{B1(2)}$	$\text{inv}\,\alpha_{B1(2)} = \left(\frac{D_B}{m_n \cos\alpha_n} + 2x_{1(2)}\,\text{tg}\,\alpha_n - \frac{\pi}{2}\right)\frac{1}{z_{1(2)}} + \text{inv}\,\alpha_t$	28°51′51″ 20°43′33″	30°20′22″ 22°59′53″	32°11′37″ 20°54′45″	30°13′05″ 23°44′01″
Diametrul cilindrului de așezare a centrelor bilelor (rolelor) de control $D_{B1(2)}$	$d_{B1(2)} = d_{1(2)} \cos\alpha_t / \cos\alpha_{B1(2)}$	42,920 120,565	117,591 391,948	37,205 165,936	267,499 1010,022
Lungimea peste bile $M_{B1(2)}$	La roțile cu $z_{1(2)}$ număr par, $M_{B1(2)} = d_{B1(2)} + D_B$ La roțile cu $z_{1(2)}$ număr impar, $M_{B1(2)} = d_{B1(2)} \cos(90°/z_{1(2)}) + D_B$ V. și tabelul 14.14	47,320 124,965	128,541 402,898	41,333 170,336	283,536 1026,587
Condiția de măsurare a lungimii M_B	$M_{B1(2)} > d_{a1(2)}$	47,3 > 46,5 124,9 > 123,5	128,5 > 125,5 402,9 > 398,0	41,3 > 41,1 170,0 > 168,8	283,5 > 277,6 1026,6 > 1017,4

Tabelul 14.11

Calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare realizate cu scule tip roată
(dimensiunile liniare în mm)

Calculul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Valori numerice (exemple)	
		Angrenaj cu dinți drepți	Angrenaj cu dinți înclinați
		1	2
Date inițiale			
Numărul de dinți z_0 al sculei generatoare	Pentru cuțitele roată cu dinți drepți — v. tabelul 14.19 Pentru cuțite roată cu dinți înclinați (SYKES), $z_0 m_t = 150 \ldots 170$ mm **	34	33
Modulul frontal (standardizat) m_t	V. tabelul 14.4	3	5
Numerele de dinți (ale roților) $z_{1(2)}$	—	20; 35	28; 99
Unghiul de înclinare al dintelui β (al sculei și angrenajului) ***	La angrenajele cu dinți drepți, $\beta = 0$ La angrenajele cu dinți înclinați, $\operatorname{tg}\beta = \frac{m_t z_0}{152{,}4} \operatorname{tg} 30°$	0	32°00′31,8″
Modulul normal m_n	$m_n = m_t \cos\beta$	3	4,23983
Profilul de referință standardizat (normal) α_n, h_a^*, c^*	V. tabelul 14.2	20° — 1,0 — 0,25	20° — 1,0 — 0,25
Unghiul profilului în plan frontal α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha_n / \cos\beta$	20	23°13′49″
Distanța dintre axe a_w (pentru $a_w \neq a$)	V. tabelul 14.4 (pentru reductoare)	85	320
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1(2)}$ (pentru $a_w = a$)	V. tabelele 14.5 și 14.6 și fig. 14.9	—	—
Lățimea danturii la pinion (la roată) $b_{1(2)}$	$b_1 = b_2 + (0{,}5 \ldots 1{,}5)\, m_n$	32; 30	68; 65
Diametrul de vîrf (exterior) d_{a0} al sculei generatoare ****	Din cataloagele firmelor specializate în scule de danturat	111,8 109,0	177,2 173,2

Tabelul 14.11 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2
Parametrii de bază ai angrenajului			
Distanța dintre axe a a angrenajului zero	$a = m_t(z_1 + z_2)/2$	82,5	317,5
Unghiul de angrenare α_w	$\cos \alpha_w = (a/a_w) \cos \alpha_t$	24°12′33″	24°15′07″
Suma x_Σ a deplasărilor specifice (normale) de profil (pentru $a_w \neq a$)	$x_\Sigma = \dfrac{(\text{inv}\,\alpha_w - \text{inv}\,\alpha_t)(z_1 + z_2)}{2\,\text{tg}\,\alpha_t \cdot \cos\beta}$	0,92004	0,60199
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1(2)}$ (pentru $a_w \neq a$)	V. tabelele 14.5 și 14.6 și fig. 14.9 (în exemple — după tabele)	0,50 0,42004	0,60199 0
Distanța dintre axe a_w (pentru $a_w = a$)	$a_w = a\,(\cos \alpha_t / \cos \alpha_w)$	85,000	320,000
Diametrele de divizare $d_{1(2)}$	$d_{1(2)} = m_t z_{1(2)}$	60,000 105,000	140,000 495,000
Diametrele cercurilor de picior (interioare) $d_{f1(2)}$	$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2m_n(h_a^* + c^* - x_{1(2)})$	55,50 100,02	134,50 484,40
Înălțimea dinților h	$h = a_w - m_n c^* - 0,5(d_{f1} + d_{f2})$	6,49	9,49
Scurtarea dinților Δ_h	$\Delta_h = m_n(2h_a^* + c^*) - h$	0,26	0,05
Diametrele de vîrf (exterioare) $d_{a1(2)}$	$d_{a1(2)} = d_{f1(2)} + 2h$	68,480 113,000	153,48 503,38
Diametrele de bază $d_{b1(2)}$	$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_t$	56,381 98,668	128,650 454,868
Parametrii principali ai angrenajului tehnologic			
Diametrul de bază al sculei d_{b0}	$d_{b0} = m_t z_0 \cos \alpha_t$	95,848	151,623
Unghiul de presiune la vîrful dinților sculei α_{a0} (la $D = d_{a0}$)	$\cos \alpha_{a0} = d_{b0}/d_{a0}$	30°58′58″ 28°26′14″	31°10′02″ 28°54′18″
Deplasarea specifică (normală) de profil a sculei x_0 *****	$x_0 = \dfrac{1}{2}\left[\dfrac{d_{a0}}{m_n} - \left(\dfrac{z_0}{\cos\beta} + 2h_a^* + 2c^*\right)\right]$	0,383333 −0,083333	0,185906 −0,185906
Unghiurile de angrenare tehnologice $\alpha_{w01(2)}$	$\text{inv}\,\alpha_{w01(2)} = \dfrac{2(x_{1(2)} + x_0)}{z_{1(2)} + z_0}\,\text{tg}\,\alpha_t \cos\beta + \text{inv}\,\alpha_t$	24°07′58″ 22°09′45″ 23°06′17″ 21°25′21″	25°48′53″ 24°40′18″ 23°32′40″ 22°54′23″

Tabelul 14.11 (continuare

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2
Distanțele tehnologice dintre axe $a_{w01(2)}$	$a_{w01(2)} = \frac{m_t}{2}(z_{1(2)} + z_0)\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{w01(2)}}$	83,404 82,187 105,740 104,476	155,671 154,213 330,783 329,206
Verificarea calităților geometrice ale angrenajului			
Verificarea lipsei subtăierii $\rho_{u1(2)} \geqslant 0$	$\rho_{u1(2)} = a_{w01(2)} \sin\alpha_{w01(2)} - 0{,}5d_{b01(2)} \operatorname{tg}\alpha_{a01(2)}$	5,324 5,051 12,718 12,206	21,936 22,512 86,284 86,276

Verificarea lipsei interferenței profilurilor, a lipsei ascuțirii dinților, a continuității angrenării în plan frontal, gradul de acoperire axial și total: v. tabelul 14.10 (aceleași formule de calcul, aceleași condiții).

Dimensiunile nominale de control

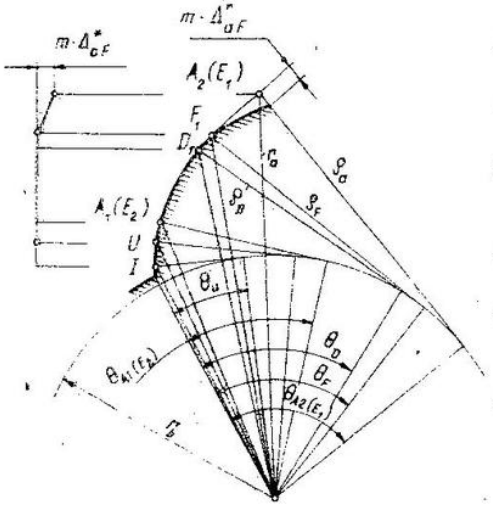
V. tabelul 14.10 (aceleași formule de calcul, aceleași condiții).

** Numărul de dinți z_0 se alege astfel ca $z_0 m_t \approx 152{,}4$ mm (6″) — pentru mașinile SYKES-LORENZ de 6″, cu largă utilizare în țara noastră.

*** Unghiul de înclinare este impus de ghidajul de conducere a sculei, caracteristică a mașinii de danturat: 30° pe cilindrul de diametru 6″.

**** Corespunzător sculei (prima ascuțire), respectiv uzate (ultima reascuțire).

***** Se poate impune: v. tabelul 14.19. În acest caz d_{a0} se calculează.



$A_2(E_1)$ — limita profilului pe capul dintelui

F — punctul de început al flancării

D — punct de angrenare singulară pe capul dintelui

$A_1(E_2)$ — limita profilului activ

U — punctul de început al profilului utilizabil (generat)

I — punctul de început al controlului

Fig. 14.14. Puncte caracteristice pe profil la control.

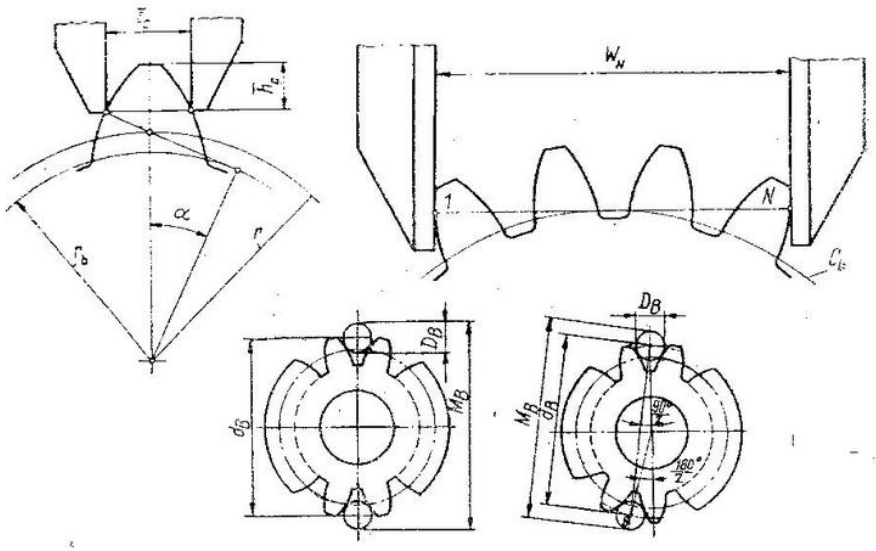


Fig. 14.15. Metode de verificare a poziției profilului de referință al roții.

Tabelul 14.12

Grosimea dintelui pe coarda constantă $\bar{s}_c$ și înălțimea la coardă $\bar{h}_c$ pentru $\alpha_n = 20°$, $h_a^* = 1{,}0$, $\Delta_h^* = 0$, $m(m_n) = 1$ la roțile cu dantură exterioară
(dimensiuni în mm)

x	$\bar{s}_c$	$\bar{h}_c$	x	$\bar{s}_c$	$\bar{h}_c$
−0,48	1,0785	0,8047	0,28	1,5670	0,7148
−0,44	1,1042	0,7990	0,32	1,5927	0,7101
−0,40	1,1299	0,7943	0,36	1,6185	0,7055
−0,36	1,1557	0,7897	0,40	1,6442	0,7008
−0,32	1,1814	0,7850	0,44	1,6699	0,6961
−0,28	1,2071	0,7803	0,48	1,6956	0,6914
−0,24	1,2328	0,7756	0,52	1,7213	0,6868
−0,20	1,2585	0,7709	0,56	1,7470	0,6821
−0,16	1,2842	0,7663	0,60	1,7727	0,6774
−0,12	1,3099	0,7616	0,64	1,7984	0,6727
−0,08	1,3356	0,7569	0,68	1,8241	0,6681
−0,04	1,3614	0,7522	0,72	1,8498	0,6634
0	1,3870	0,7476	0,76	1,8756	0,6587
0,04	1,4128	0,7429	0,80	1,9013	0,6540
0,08	1,4385	0,7382	0,84	1,9270	0,6493
0,12	1,4642	0,7335	0,88	1,9527	0,6446
0,16	1,4899	0,7289	0,92	1,9784	0,6400
0,20	1,5156	0,7242	0,96	2,0041	0,6353
0,24	1,5413	0,7195	1,00	2,0298	0,6306

Tabelul 14.13

Lungimea peste dinți W_N pentru $m(m_n) = 1$ și $\alpha(\alpha_n) = 20°$

Formula de calcul:

– pentru roțile cu dinți drepți,

$$W_N = m(W_N^* + x \cdot 2 \sin 20°) \text{ [mm]};$$

– pentru roțile cu dinți înclinați,

$$W_N = m_n[W_N^* + (z_K - z_T) \text{ inv } 20° + x \cdot 2 \sin 20°] \text{ [mm]};$$

$$\text{inv } 20° = 0{,}0149;\ 2 \sin 20° = 0{,}684.$$

Notații:

$z_T = z$ – pentru roțile cu dinți drepți;

z_T – partea întreagă a numărului de dinți echivalent z_K:

$$z_K = z \cdot \sin \alpha_t / \sin 20°;$$

N – numărul de dinți peste care se face măsurătoarea.

z_T	x	N	W_N^*	z_T	x	N	W_N^*
8	0,55 ... 0,80	2	4,5402	22	–0,25 ... 0,35	3	7,6884
9	0,50 ... 0,80	2	4,5542		0,35 ... 1,00	4	10,6405
10	0,40 ... 0,80	2	4,5683	23	–0,30 ... 0,30	3	7,7024
11	0,35 ... 0,65	2	4,5823		0,30 ... 1,00	4	10,6545
	0,65 ... 0,90	3	7,5344	24	–0,35 ... 0,20	3	7,7165
12	0,30 ... 0,50	2	4,5963		0,20 ... 1,00	4	10,6686
	0,50 ... 1,00	3	7,5484	25	–0,35 ... 0,15	3	7,7305
13	0,25 ... 0,40	2	4,6103		0,15 ... 1,00	4	10,6826
	0,40 ... 1,00	3	7,5624	26	–0,40 ... 0,05	3	7,7445
14	0,20 ... 0,30	2	4,6243		0,05 ... 0,80	4	10,6966
	0,30 ... 1,00	3	7,5764		0,80 ... 1,00	5	13,6487
15	0,15 ... 0,20	2	4,6383	27	–0,45 ... 0	3	7,7585
	0,20 ... 1,00	3	7,5904		0 ... 0,70	4	10,7106
16	0,05 ... 0,15	2	4,6523		0,70 ... 1,00	5	13,6627
	0,15 ... 1,00	3	7,6044	28	–0,50 ... –0,05	3	7,7725
17	0 ... 0,90	3	7,6184		–0,05 ... 0,60	4	10,7246
	0,90 ... 1,00	4	10,5705		0,60 ... 1,00	5	13,6767
18	0 ... 0,75	3	7,6324	29	–0,50 ... –0,10	3	7,7865
	0,75 ... 1,00	4	10,5845		–0,10 ... 0,50	4	10,7386
19	–0,05 ... 0,65	3	7,6464		0,50 ... 1,00	5	13,6307
	0,65 ... 1,00	4	10,5985	30	–0,50 ... –0,20	3	7,8005
20	–0,10 ... 0,55	3	7,6604		–0,20 ... 0,45	4	10,7526
	0,55 ... 1,00	4	10,6125		0,45 ... 1,00	5	13,7047
21	–0,15 ... 0,45	3	7,6744	31	–0,50 ... –0,25	3	7,8145
	0,45 ... 1,00	4	10,6265		–0,25 ... 0,35	4	10,7666
					0,35 ... 1,00	5	13,7187

Tabelul 14.13 (continuare)

z_T	x	N	W_N^*	z_T	x	N	W_N^*
32	−0,50 ... −0,30	3	7,8285	46	−0,50 ... −0,05	5	13,9289
	−0,30 ... 0,25	4	10,7806		−0,05 ... 0,55	6	16,8810
	0,5 ... 1,00	5	13,7327		0,55 ... 1,00	7	19,8331
33	−0,10 ... −0,35	3	7,8425	47	−0,50 ... −0,10	5	13,9429
	−0,5 ... 0,20	4	10,7946		−0,10 ... 0,50	6	16,8950
	0,20 ... 1,00	5	13,7464		0,50 ... 1,00	7	19,8471
34	−0,50 ... −0,40	3	7,8565	48	−0,50 ... −0,20	5	13,9569
	−0,40 ... 0,15	4	10,8086		−0,20 ... 0,40	6	16,9090
	0,15 ... 1,00	5	13,7607		0,40 ... 1,00	7	19,8611
35	−0,50 ... −0,45	3	7,8706	49	−0,50 ... −0,25	5	13,9709
	−0,45 ... 0,05	4	10,8227		−0,25 ... 0,35	6	16,9230
	0,05 ... 0,75	5	13,7748		0,35 ... 1,00	7	19,8751
36	−0,50 ... 0	4	10,8367	50	−0,50 ... −0,30	5	13,9849
	0 ... 0,65	5	13,7888		−0,30 ... 0,25	6	16,9370
	0,65 ... 1,00	6	16,7409		0,25 ... 1,00	7	19,8891
37	−0,50 ... −0,05	4	10,8507	51	−0,50 ... −0,35	5	13,9989
	−0,05 ... 0,60	5	13,8028		−0,35 ... 0,20	6	16,9510
	0,60 ... 1,00	6	16,7549		0,20 ... 1,00	7	19,9031
38	−0,50 ... −0,10	4	10,8647	52	−0,50 ... −0,40	5	14,0129
	−0,10 ... 0,50	5	13,8168		−0,40 ... 0,15	6	16,9650
	0,50 ... 1,00	6	16,7689		0,15 ... 0,80	7	19,9171
39	−0,50 ... −0,20	4	10,8787		0,80 ... 1,00	8	22,8692
	−0,20 ... 0,40	5	13,8308	53	−0,50 ... −0,45	5	14,0269
	0,40 ... 1,00	6	16,7829		−0,45 ... 0,05	6	16,9790
40	−0,50 ... −0,25	4	10,8927		0,05 ... 0,70	7	19,9311
	−0,25 ... 0,35	5	13,8448		0,70 ... 1,00	8	22,8832
	0,35 ... 1,00	6	16,7969	54	−0,50 ... 0	6	16,9930
41	−0,50 ... −0,30	4	10,9067		0 ... 0,65	7	19,9451
	−0,30 ... 0,25	5	13,8588		0,65 ... 1,00	8	22,8972
	0,25 ... 1,00	6	16,8109	55	−0,50 ... −0,05	6	17,0071
42	−0,50 ... −0,35	4	10,9207		−0,05 ... 0,55	7	19,9592
	−0,35 ... 0,20	5	13,8728		0,55 ... 1,00	8	22,9113
	0,20 ... 1,00	6	16,8249	56	−0,50 ... −0,10	6	17,0211
43	−0,50 ... −0,40	4	10,9347		−0,10 ... 0,50	7	19,9732
	−0,40 ... 0,15	5	13,8868		0,50 ... 1,00	8	22,9253
	0,15 ... 0,80	6	16,8389	57	−0,50 ... −0,20	6	17,0351
	0,80 ... 1,00	7	19,7910		−0,20 ... 0,40	7	19,9872
44	−0,50 ... −0,45	4	10,9487		0,40 ... 1,00	8	22,9393
	−0,45 ... 0,05	5	13,9008	58	−0,50 ... −0,25	6	17,0491
	0,05 ... 0,75	6	16,8529		−0,25 ... 0,35	7	20,0012
	0,75 ... 1,00	7	19,8050		0,35 ... 1,00	8	22,9533
45	−0,50 ... 0	5	13,9148	59	−0,50 ... −0,30	6	17,0631
	0 ... 0,65	6	16,8669		−0,30 ... 0,25	7	20,0152
	0,65 ... 1,00	7	19,8190		0,25 ... 1,00	8	22,9673

Tabelul 14.13 (continuare

z_T	x	N	W_N^*
60	−0,50 ... −0,35	6	17,0771
	−0,35 ... 0,20	7	20,0292
	0,20 ... 1,00	8	22,9813
61	−0,50 ... −0,40	6	17,0911
	−0,40 ... 0,15	7	20,0432
	0,15 ... 0,80	8	22,9953
	0,80 ... 1,00	9	25,9474
62	−0,50 ... −0,45	6	17,1051
	−0,45 ... 0,05	7	20,0572
	0,05 ... 0,70	8	23,0093
	0,70 ... 1,00	9	25,9614
63	−0,50 ... 0	7	20,0712
	0 ... 0,60	8	23,0233
	0,60 ... 1,00	9	25,9754
64	−0,50 ... −0,05	7	20,0852
	−0,05 ... 0,55	8	23,0373
	0,55 ... 1,00	9	25,9894
65	−0,50 ... −0,10	7	20,0992
	−0,10 ... 0,45	8	23,0513
	0,45 ... 1,00	9	26,0034
66	−0,50 ... −0,20	7	20,1132
	−0,20 ... 0,40	8	23,0653
	0,40 ... 1,00	9	26,0174
67	−0,50 ... −0,25	7	20,1272
	−0,25 ... 0,35	8	23,0793
	0,35 ... 1,00	9	26,0314
68	−0,50 ... −0,30	7	20,1412
	−0,30 ... 0,25	8	23,0933
	0,25 ... 1,00	9	26,0454
69	−0,50 ... −0,35	7	20,1553
	−0,35 ... 0,20	8	23,1074
	0,20 ... 0,85	9	26,0595
	0,85 ... 1,00	10	29,0016
70	−0,50 ... −0,40	7	20,1693
	−0,40 ... 0,15	8	23,1214
	0,15 ... 0,75	9	26,0735
	0,75 ... 1,00	10	29,0256
71	−0,60 ... −0,05	8	23,1354
	−0,05 ... 0,70	9	26,0875
	0,70 ... 1,00	10	29,0396
72	−0,60 ... 0	8	23,1494
	0 ... 0,60	9	26,1015
	0,60 ... 1,00	10	29,0536
73	−0,50 ... −0,05	8	23,1634
	−0,05 ... 0,55	9	26,1155
	0,55 ... 1,00	10	29,0676
74	−0,50 ... −0,10	8	23,1774
	−0,10 ... 0,45	9	26,1295
	0,45 ... 1,00	10	29,0816
75	−0,50 ... −0,20	8	23,1914
	−0,20 ... 0,40	9	26,1435
	0,40 ... 1,00	10	29,0956
76	−0,50 ... −0,25	8	23,2054
	−0,25 ... 0,35	9	26,1575
	0,35 ... 1,00	10	29,1096
77	−0,50 ... −0,30	8	23,2194
	−0,30 ... 0,25	9	26,1715
	0,25 ... 1,00	10	29,1236
78	−0,50 ... −0,35	8	23,2334
	−0,35 ... 0,20	9	26,1855
	0,20 ... 0,85	10	29,1376
	0,85 ... 1,00	11	32,0897
79	−0,50 ... −0,40	8	23,2474
	−0,40 ... 0,15	9	26,1995
	0,15 ... 0,75	10	29,1516
	0,75 ... 1,00	11	32,1037
80	−0,50 ... 0,05	9	26,2135
	0,05 ... 0,70	10	29,1656
	0,70 ... 1,00	11	32,1177
81	−0,50 ... 0	9	26,2276
	0 ... 0,60	10	29,1797
	0,60 ... 1,00	11	32,1318
82	−0,50 ... 0,05	9	26,2416
	0,05 ... 0,55	10	29,1937
	0,05 ... 1,00	11	32,1458
83	−0,50 ... −0,10	9	26,2556
	−0,10 ... 0,45	10	29,2077
	0,45 ... 1,00	11	32,1598
84	−0,50 ... −0,20	9	26,2696
	−0,20 ... 0,40	10	29,2217
	0,40 ... 1,00	11	32,1738
85	−0,50 ... −0,25	9	26,2836
	−0,25 ... 0,35	10	29,2357
	0,35 ... 1,00	11	32,1878
86	−0,50 ... −0,30	9	26,2976
	−0,30 ... 0,25	10	29,2497
	0,25 ... 1,00	11	32,2018

Tabelul 14.13 (continuare)

z_T	x	N	W_N^*	z_T	x	N	W_N^*
97	−0,50 ... −0,35	9	26,3116	100	−0,50 ... −0,05	11	32,3979
	−0,35 ... 0,20	10	29,2637		−0,05 ... 0,55	12	35,3500
	0,20 ... 0,85	11	32,2158		0,55 ... 1,00	13	38,3021
	0,85 ... 1,00	12	35,1079				
98	−0,50 ... −0,40	9	26,3256	101	−0,50 ... −0,15	11	32,4119
	−0,40 ... 0,15	10	29,2777		−0,15 ... 0,45	12	35,3640
	0,15 ... 0,75	11	32,2298		0,45 ... 1,00	13	38,3161
	0,75 ... 1,00	12	35,1819				
99	−0,50 ... 0,05	10	29,2917	102	−0,50 ... −0,20	11	32,4260
	0,05 ... 0,70	11	32,2438		−0,20 ... 0,40	12	35,3781
	0,70 ... 1,00	12	35,1959		0,40 ... 1,00	13	38,3302
90	−0,50 ... 0	10	29,3057	103	−0,50 ... −0,25	11	32,4400
	0 ... 0,60	11	32,2578		−0,25 ... 0,35	12	35,3921
	0,60 ... 1,00	12	35,2099		0,35 ... 1,00	13	38,3442
91	−0,50 ... −0,05	10	29,3198	104	−0,50 ... −0,30	11	32,4540
	−0,05 ... 0,55	11	32,2719		−0,30 ... 0,25	12	35,4061
	0,55 ... 1,00	12	35,2240		0,25 ... 1,00	13	38,3582
92	−0,50 ... −0,10	10	29,3338	105	−0,50 ... −0,35	11	32,4680
	−0,10 ... 0,45	11	32,2859		−0,35 ... 0,20	12	35,4201
	0,45 ... 1,00	12	35,2380		0,20 ... 0,80	13	38,2722
					0,80 ... 1,00	14	41,3243
93	−0,50 ... −0,20	10	29,3478	106	−0,50 ... −0,45	11	32,4820
	−0,20 ... 0,40	11	32,2999		−0,45 ... 0,15	12	35,4341
	0,40 ... 1,00	12	35,2520		0,15 ... 0,75	13	38,3862
					0,75 ... 1,00	14	41,3383
94	−0,50 ... −0,25	10	29,3618	107	−0,50 ... 0,05	12	35,4481
	−0,25 ... 0,35	11	32,3139		0,05 ... 0,65	13	38,4002
	0,35 ... 1,00	12	35,2660		0,65 ... 1,00	14	41,3523
95	−0,50 ... −0,30	10	29,3758	108	−0,50 ... 0	12	35,4621
	−0,30 ... 0,25	11	32,3279		0 ... 0,60	13	38,4142
	0,25 ... 1,00	12	35,2800		0,60 ... 1,00	14	41,3663
96	−0,50 ... −0,35	10	29,3898	109	−0,50 ... −0,05	12	35,4761
	−0,35 ... 0,20	11	32,3419		−0,05 ... 0,55	13	38,4282
	0,20 ... 0,80	12	35,2940		0,55 ... 1,00	13	41,3803
	0,80 ... 1,00	13	38,2461				
97	−0,50 ... −0,40	10	29,4038	110	−0,50 ... −0,15	13	35,4901
	−0,40 ... 0,15	11	32,3559		−0,15 ... 0,45	13	38,4422
	0,15 ... 0,75	12	35,3080		0,45 ... 1,00	14	41,3943
	0,75 ... 1,00	13	38,2601				
98	−0,50 ... 0,05	11	32,3699	111	−0,50 ... −0,20	12	35,5041
	0,05 ... 0,70	12	35,3220		−0,20 ... 0,40	13	38,4562
	0,70 ... 1,00	13	38,2741		0,40 ... 1,00	14	41,4083
99	−0,50 ... 0	11	32,3839	112	−0,50 ... −0,25	12	35,5181
	0 ... 0,60	12	35,3360		−0,25 ... 0,35	13	38,4702
	0,60 ... 1,00	13	38,2881		0,35 ... 1,00	14	41,4223
				113	−0,50 ... −0,30	12	35,5321
					−0,30 ... 0,25	13	38,4842
					0,25 ... 1,00	14	41,4363

Tabelul 14.13 (continuare

x_T	x	N	W_N^*	x_T	x	N	W_N^*
114	−0,50 ... −0,35	12	35,5461	120	−0,50 ... 0,20	13	38,5823
	−0,35 ... 0,20	13	38,4982		0,20 ... 0,40	14	41,5344
	0,20 ... 0,80	14	41,4503		0,40 ... 1,00	15	44,4865
	0,80 ... 1,00	15	44,4024	121	−0,50 ... −0,25	13	38,5963
115	−0,50 ... −0,45	12	35,5602		−0,25 ... 0,35	14	41,5484
	−0,45 ... 0,15	13	38,5123		0,35 ... 1,00	15	44,5005
	0,15 ... 0,75	14	41,4644	122	−0,50 ... −0,30	13	38,6103
	0,75 ... 1,00	15	44,4265		−0,30 ... 0,25	14	41,5624
116	−0,50 ... 0,05	13	38,5263		0,25 ... 1,00	15	44,5145
	0,05 ... 0,65	14	41,4784	123	−0,50 ... −0,35	13	38,6243
	0,65 ... 1,00	15	44,4305		−0,35 ... 0,20	14	41,5764
117	−0,50 ... 0	13	38,5403		0,20 ... 0,80	15	44,5285
	0 ... 0,60	14	41,4924		0,80 ... 1,00	16	47,4806
	0,60 ... 1,00	15	44,4445	124	−0,50 ... −0,45	13	38,6383
118	−0,50 ... −0,05	13	38,5543		−0,45 ... 0,15	14	41,5904
	−0,05 ... 0,55	14	41,5064		0,15 ... 0,75	15	44,5425
	0,55 ... 1,00	15	44,4585		0,75 ... 1,00	16	47,4946
119	−0,50 ... −0,05	13	38,5683	125	−0,50 ... 0,05	14	41,6044
	−0,05 ... 0,55	14	41,5204		0,05 ... 0,65	15	44,5565
	0,55 ... 1,00	15	44,4725		0,65 ... 1,00	16	47,5086

Tabelul 14.

Lungimea peste bile (role) M_B la roțile dințate cilindrice cu dinți drepți ($m = 1$; $x =$; $D_B = 1{,}728$ — roți cu dantură exterioară, $D_B = 1{,}440$ — roți cu dantură interioară), în m

z	Dantura exterioară	Dantura interioară	z	Dantura exterioară	Dantura interioară	z	Dantura exterioară	Dantura interioară
14	16,3683	12,6627	36	38,4178	34,6643	58	60,4335	56,6648
15	17,2871	13,5801	37	39,3849	35,6310	59	61,4128	57,6438
16	18,3768	14,6630	38	40,4198	36,6643	60	62,4344	58,6648
17	19,3053	15,5902	39	41,3886	37,6327	61	63,4144	59,6445
18	20,3840	16,6633	40	42,4217	38,6644	62	64,4352	60,6648
19	21,3200	17,5981	41	43,3920	39,6343	63	65,4159	61,6452
20	22,3900	18,6635	42	44,4234	40,6644	64	66,4361	62,6648
21	23,3321	19,6045	43	45,3951	41,6357	65	67,4173	63,6458
22	24,3952	20,6636	44	46,4250	42,6645	66	68,4369	64,6649
23	25,3423	21,6099	45	47,3890	43,6371	67	69,4186	65,6464
24	26,3997	22,6638	46	48,4265	44,6645	68	70,4376	66,6649
25	27,3511	23,6143	47	49,0007	45,6383	69	71,4198	67,6469
26	28,4036	24,6639	48	50,4279	46,6646	70	72,4383	68,6649
27	29,3586	25,6181	49	51,4031	47,6394	71	73,4210	69,6475
28	30,4071	26,6640	50	52,4292	48,6646	72	74,4390	70,6649
29	31,3552	27,6214	51	53,4053	49,6404	73	75,4221	71,6480
30	32,4102	28,6641	52	54,4304	50,6646	74	76,4396	72,6649
31	33,3710	29,6242	53	55,4074	51,6416	75	77,4242	73,6484
32	34,4130	30,6642	54	56,4315	52,6647	76	78,4402	74,6649
33	35,3761	31,6267	55	57,4093	53,6422	77	79,4232	75,6489
34	36,4155	32,6642	56	58,4325	54,6647	78	80,4408	76,6649
35	37,3807	33,6289	57	59,4111	55,6431	79	81,4252	77,6493

Tabelul 14.14 (continuare)

z	Dantura exterioară	Dantura interioară	z	Dantura exterioară	Dantura interioară	z	Dantura exterioară	Dantura interioară
80	82,4413	78,6649	87	89,4287	85,6508	94	96,4445	92,6650
81	83,4262	79,6497	88	90,4433	86,6650	95	97,4317	93,6520
82	84,4418	80,6649	89	91,4295	87,6511	96	98,4449	94,6650
83	85,4271	81,6501	90	92,4437	88,6650	97	99,4323	95,6523
84	86,4423	82,6649	91	93,4303	89,6514	98	100,4453	96,6650
85	87,4279	83,6505	92	94,4441	90,6650	99	101,4329	97,6526
86	88,4428	84,6650	93	95,4310	91,6517	100	102,4453	98,6650

Tabelul 14.15

Diametrele rolelor pentru controlul angrenajelor, în mm

0,260	0,343	0,402	0,433	0,511	0,611	0,724
0,796	0,866	1,008	1,302	1,441	1,553	1,591
1,732	1,833	2,020	2,071	2,217	2,311	2,595
2,866	3,106	3,177	3,287	3,310	3,468	3,580
3,666	4,091	4,141	4,211	4,400	4,773	5,176
5,493	6,212	6,585	8,282	8,767	10,353	10,950
12,423	13,133	16,565	17,362	20,706	21,863	24,287

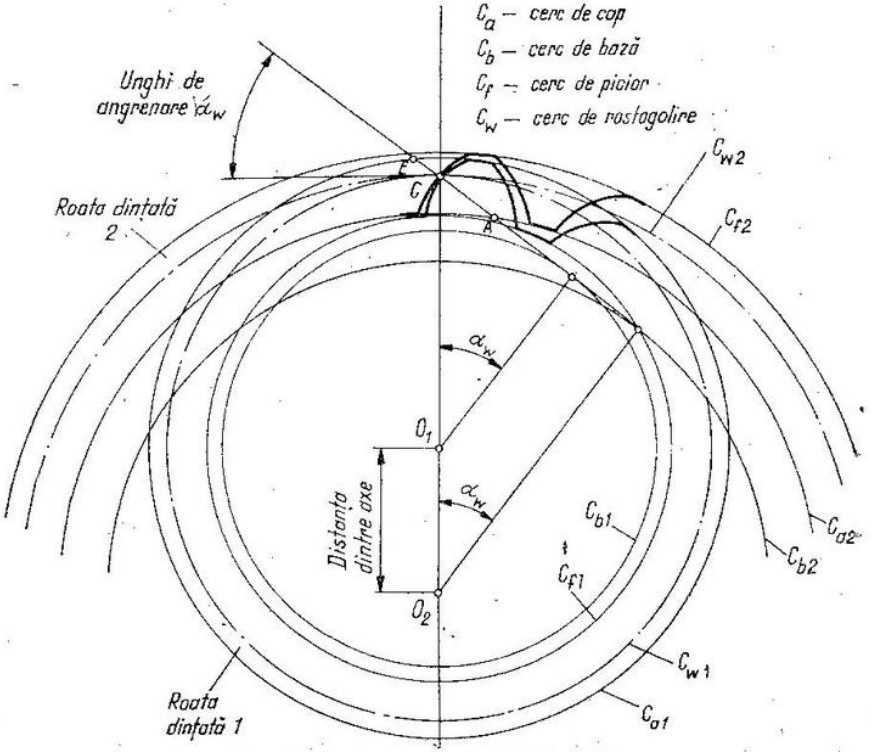
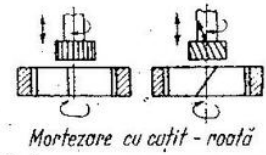
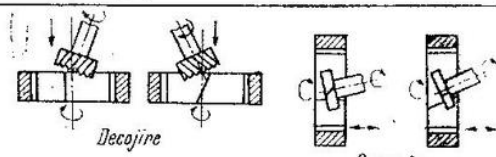
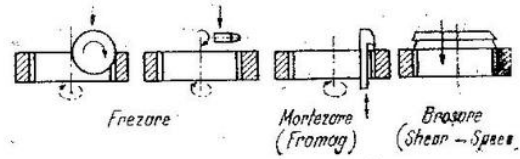


Fig. 14.16. Angrenaj cilindric interior.

Tabelul 14.

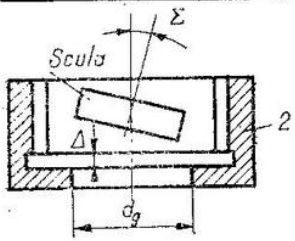
Clasificarea modurilor de generare a roților dințate cilindrice interioare

Nr. crt.	Angrenajul tehnologic real / Angrenajul tehnologic admis în lucrare	Moduri de generare (procedee de prelucrare)
1	Angrenaj cilindric cu roată generatoare	
2	Angrenaj elicoidal cu roată generatoare / Angrenaj cilindric cu roată generatoare	
3	— (generare prin copiere) / Angrenaj cilindric cu roată generatoare	

Spațiul de ieșire a sculei la generarea roții cu dantură interioară este dat în tabelul 14.9 — pentru generarea cu cuțit roată Fellows și Sykes și în tabelul 14.17 — la roțile realizate prin decojire sau șeveruire.

Tabelul 14.17

Lățimea canalului de ieșire a sculei la danturarea prin decojire și la finisarea prin șeveruire a roților cu dantură interioară [31]

Schema de generare	Formula de calcul
	$\Delta > \sqrt{d_{a0} d_g \frac{a_{20} - 0{,}5(d_g - d_{a0})}{d_g - d_{a0}\cos^2\Sigma}} \sin\Sigma + \frac{c}{\cos\Sigma}\left(1 - \frac{d_g \sin^2\Sigma}{d_g - d_{a0}\cos^2\Sigma}\right)$
$d_g = 0$	$\Delta > 0{,}5\, d_{a0} \sin\Sigma + c$

Notații: d_{a0} — diametrul de cap (exterior) al sculei; a_{20} și Σ — distanța și unghiul dintre axe la angrenajul tehnologic; c — jocul radial.

Unghiul de înclinare al dinților. Deoarece se folosesc la viteze mici, angrenajele interioare se realizează în general cu dantură dreaptă. Angrenajele de performanță se fac cu dantură înclinată și în V — cu unghiurile recomandate în tabelul 14.18. La generarea cu cuțit roată în angrenaj tehnologic cilindric, unghiul β este impus de mașina de danturat (prin caracteristicile constructive i_g și β_g) și de sculă (prin z_0 și m_t) — v. precizările din nota de la tabelul 14.18.

Tabelul 14.18

Recomandări de alegere a unghiului de înclinare al dinților angrenajelor interioare

Tipul angrenajului	Unghiul de înclinare	Domeniul
Angrenaje cu dinți drepți	0	Toate reductoarele mai puțin transmisiile turbo
Angrenaje cu dinți înclinați	10—20° *	Reductoare planetare pînă la dimensiuni medii
Angrenaje în V deschis	15—30 °*	Reductoare planetare mari Reductoare turbo cu angrenaje durificate și rectificate**

* $\operatorname{tg}\beta = (m_t z_0/d_g)\operatorname{tg}\beta_g$ — în care d_g — diametrul ghidajului și β_g — unghiul de pantă al elicei ghidajului mașinii, funcție de tipul mașinii de danturat (la mașinile Sykes și Lorenz: $i_g = 4'' = 101{,}6$ mm și $d_g = 6'' = 152{,}4$ mm, iar $\beta_g = 22{,}5$; 30 și 45°).

** Mașina JHSS-90 (Maag) permite rectificarea roților cu dantură interioară cu diametrul max 950 mm, modulul $m_n = 2{,}5 \ldots 10$, unghiul de bază $\beta_b = 0 \ldots 30°$, lățimi ale danturii max 150 mm la $\beta_b = 0$ și max 65 mm la $\beta_b = 30°$.

Deplasările de profil. La roțile cu dantură interioară, deplasarea de profil se consideră pozitivă ($x_2 > 0$) cînd dreapta de referință a cremalierei este exterioară cercului de divizare și negativă ($x_2 < 0$) cînd este secantă cercului de divizare; evident, la $x_2 = 0$ dreapta de divizare este tangentă la cercul de divizare. La angrenajele zero — deplasate, deplasările sînt egale: $x_1 = x_2$ sau $x_d = x_2 - x_1 = 0$. La $x_2 > x_1$, adică $x_d = x_2 - x_1 > 0$, angrenajul este deplasat plus și prezintă $a_w > a$. La $x_2 < x_1$, respectiv $x_d < 0$, angrenajul este deplasat minus și are $a_w < a$.

Deplasările x_1 și x_2 sînt îngrădite, ca la toate angrenajele, de limitele de generare și de angrenare. Pentru x_1 (pinion cu dantură exterioară) limitele de generare sînt prezentate în § 14.1.1.1. Limitele de generare ale roții cu dantură interioară sînt: $\rho_{a2} = 0$ (subtăierea în sensul de la roțile cu dantură exterioară), retezarea vîrfurilor dinților de către vîrfurile dinților cuțitului — roată (subtăiere secundară, fenomen caracteristic generării cu z_0 relativ apropiat ca valoare de z_2) și ascuțirea dinților ($s_{a2} = 0$, practic $s_{a2} = 0{,}3\ m$).

Pentru evitarea subtăierii secundare (fig. 14.17) unghiul δ trebuie să fie pozitiv. La generarea cu cuțite cu profil de referință STAS (v. tabelul 14.1) valorile x_2 pentru evitarea subtăierii secundare sînt date în fig. 14.18 [45], funcție de $x_2 - x_0$ și $z_2 - z_0$. Dintre limitele de angrenare, gradul de acoperire $\varepsilon_\alpha = 1{,}0$ intervine numai la deplasări x_1 și x_2 foarte mari, care nu se folosesc practic (de exemplu, la $z_1 = 85$, $z_2 = 100$, $z_0 = 22$, $x_1 = 7$ și $x_2 = 8{,}5$; la $z_1 = 38$, $z_2 = 55$, $z_0 = 14$, $x_1 = 4$ și $x_2 = 6$, iar la $x_1 = 3$ corespunde $x_2 = 7{,}5$ [3, 4]).

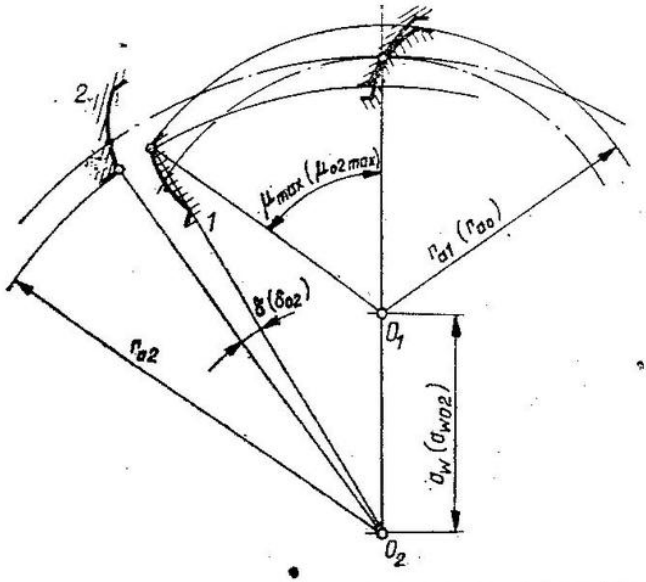


Fig. 14.17. Angrenaj interior cu $\delta \geqslant 0$: interferența capetelor dinților este exclusă (în paranteză sînt date notațiile pentru generarea roții 2).

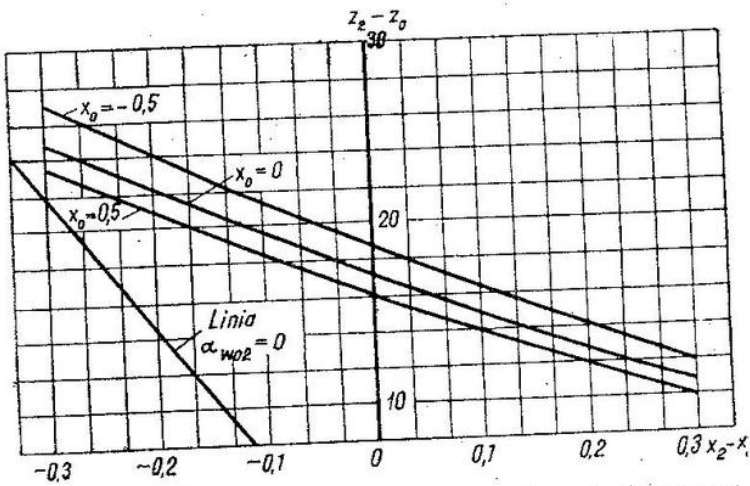


Fig. 14.18. Verificarea lipsei retezării dinților roții cu dantură interioară la avansarea radială a cuțitului roată.

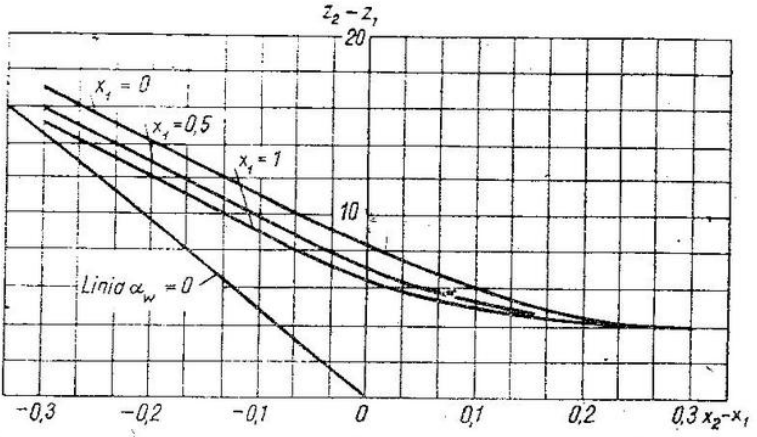


Fig. 14.19. Verificarea lipsei interferenței vîrfurilor dinților la angrenajele interioare.

Interferența poate interveni în zonele extreme ale angrenării (interferență în sensul de la angrenajele exterioare și în plus, la ieșirea dinților pinionului dintre dinții roții — interferență secundară). Se evită interferența primară la: $\rho_{A1} \geq \rho_{u1}$, $\rho_{E2} \leq \rho_{u2}$, $\rho_{A1} \geq 0$, iar interferența secundară (v. fig. 14.17) la $\delta \geq 0$. Pentru angrenajele interioare cu dinți drepți cu profil de referință STAS (v. tabelul 14.1) interferența secundară se evită cînd punctul caracteristic al angrenajului (definit de $x_2 - x_1$ și $z_2 - z_1$) este deasupra curbei $x_1 = \text{const}$ (fig. 14.19).

Valorile x_1 și x_2 pentru angrenajele interioare sînt recomandate în tabelul 14.19 și fig. 14.20 [17]. La aceste deplasări sînt evitate toate formele de interferență la generare și în angrenare. Pentru angrenajele interioare cu numere de dinți z_1 și z_2 cu valori relativ apropiate se folosește tabelul 14.20 [17]: pentru z_2 dat (z_{min} în acest tabel) se stabilește $z_{0\,max}$ și, respectiv, $z_{1\,max} = z_{0\,max}$. Din același tabel rezultă și deplasările x_2 și x_1 ($x_1 = x_0$).

Tabelul 14.19

Deplasările specifice x_1 și x_2 recomandate la angrenajele interioare (se asigură $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, $s_{a1,2} \geq 0,3\ m_n$, jocul radial la capul dinților pinionului $c \geq 0,1\ m_n$)

z_2	z_1								
	16	20	25	32	40	50	63	80	100
	$m_n = 1 \ldots 2$; $d_0 = 38$ la $z_2 = 63 \ldots 100$; $d_0 = 38$ și 50 la $z_2 = 100 \ldots 200$								
63	0,5/0,6	0,5/0,6	0,4/0,6	0,4/0,6	0,4/0,6				
80	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0			
100	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,2	0,6/1,2			
125		0,5/1,4	0,5/1,4	0,5/1,4	0,5/1,4	0,6/1,4	0,7/1,4		
160				0,5/1,0	0,5/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,8/1,2
200				0,5/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,1	0,8/1,1	1,0/1,0

Tabelul 14.19 (continuare

z_2	z_1								
	16	20	25	32	40	50	63	80	100
	$m = 2{,}25 \ldots 3{,}5$; $d_0 = 50$ la $z_2 = 40 \ldots 80$; $d_0 = 75$ și 100 la $z_2 = 100 \ldots 200$								
40	0,5/1,5	0,5/1,4	0,6/1,4						
50	0,6/1,0	0,7/1,0	0,8/1,0	0,8/1,0					
63	0,7/1,6	0,8/1,6	0,9/1,6	1,0/1,6	1,1/1,6				
80	0,8/2,0	0,8/2,0	0,9/2,0	1,0/2,0	1,0/2,0	1,1/2,0			
100	0,4/1,1	0,4/1,0	0,5/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0		
125		0,6/1,0	0,4/1,0	0,6/1,4	0,6/1,4	0,6/1,4	0,8/1,4	0,8/1,4	
160			0,6/2,0	0,6/2,0	0,6/2,0	0,6/2,0	0,6/1,6	1,0/1,4	1,0/1,4
200				0,6/1,4	0,6/1,4	0,6/1,4	0,8/1,4	0,8/1,4	1,0/1,4

z_2	z_1								
	16	20	25	32	40	50	66	80	100
	$m \geq 3{,}75$; $d_0 \geq 75$ la $z_2 = 40 \ldots 200$								
40	0,4/1,4	0,4/1,4	0,6/1,4						
50	0,4/1,2	0,4/1,2	0,6/1,2	0,6/1,2					
63	0,3/1,6	0,4/1,6	0,6/1,6	0,8/1,4	1,0/1,4				
80	0,5/1,8	0,5/1,8	0,5/1,6	0,8/1,4	0,8/1,4	1,0/1,4			
100	0,5/2,0	0,5/2,0	0,6/1,6	0,8/1,4	0,8/1,4	1,0/1,4	1,0/1,4		
125		0,5/1,8	0,6/1,6	0,8/1,4	0,8/1,4	0,8/1,4	1,0/1,4	1,0/1,4	1,2/1,6
160		0,8/1,4	0,8/1,2	0,8/1,2	1,0/1,2	1,0/1,2	1,2/1,4	1,3/1,4	1,4/1,6
200				0,8/0,8	0,8/0,8	1,0/1,0	1,2/1,2	1,2/1,4	1,4/1,4

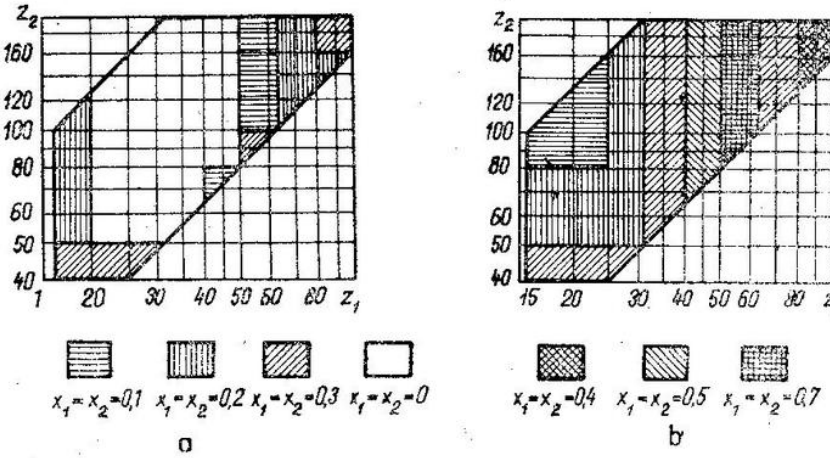


Fig. 14.20. Valorile minime pentru x_1 și x_2 la angrenajele interioare zero-deplasate (roata 2 danturată cu cuțit $z_0 > 17$):
$a - m_n = 1 \ldots 3{,}5$; $b - m_n \geq 3{,}75$.

Pentru $z_1 < 16$, x_1 se ia astfel ca să se respecte limitele de generare ($\rho_{a1} \geq 0$, $s_{a1} \geq 0{,}2\ m$, v. tabelul 11.12), iar din tabelul 14.20 se stabilesc x_2 și cuțitul roată de danturat (z_0, x_0). Se preferă cuțitul cu z_0 cel mai mare. La $z_0 \geq z_1$ nu mai este necesară verificarea interferenței secundare.

Parametrii de bază ai cuțitelor roată cu dinți drepți și numărul minim de dinți ce se pot tăia la roata cu dantură interioară cu deplasarea de profil x_2 (după ST-CAER 154-75; 278-76 și 279-76)

m	z_0	d_0	x_0	z_2 min la x_2						
				0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
1	25	25	0,1	46	42	38	39	33	32	31
	26	26	0,1	47	43	39	36	34	33	32
	38	38	0,1	59	55	51	48	46	45	44
	50	50	0,1	71	67	63	60	58	57	56
	76	76	0,6	—	108	102	97	94	91	89
	100	100	1,0	—	164	148	134	128	122	118
1,5	18	27,0	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	25	37,5	0,10	46	42	38	35	33	32	31
	26	39,0	0,10	47	43	39	36	34	33	32
	34	51,0	0,10	55	53	47	44	42	41	40
	50	75,0	0,50	90	83	76	71	66	62	59
	68	102,0	0,73	126	110	95	89	85	80	77
2	12	24	0,08	32	28	25	22	20	18	17
	19	38	0,10	40	36	32	29	27	26	25
	20	40	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	25	50	0,10	46	42	38	35	33	32	31
	26	52	0,10	47	43	39	36	34	33	32
	38	76	0,42	72	62	57	53	50	47	45
	50	100	0,58	96	79	73	69	66	63	60
2,5	10	25,0	0,04	30	26	23	20	18	16	15
	15	37,5	0,06	35	31	28	25	23	21	20
	16	40,0	0,06	36	32	29	26	24	22	21
	20	50,0	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	30	75,0	0,23	55	50	46	43	40	38	36
	40	100	0,44	75	64	59	54	51	48	46
3	9	27	0,03	29	25	22	19	17	15	14
	10	30	0,03	30	26	23	20	18	16	15
	12	36	0,03	32	28	25	22	20	18	17
	17	51	0,10	38	34	30	27	25	24	23
	18	54	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	25	75	0,17	47	43	39	36	34	32	31
	26	78	0,17	48	44	40	37	35	33	32
	34	102	0,34	62	56	51	46	45	43	41
3,5	11	38,5	0	31	27	24	21	19	17	16
	12	42,0	0	32	28	25	22	20	18	17
	14	49,0	0,10	35	31	27	24	22	21	20
	22	77,0	0,12	43	39	36	33	30	29	28
	28	98,0	0,23	53	48	44	41	38	36	34
4	10	40	0	30	26	23	20	18	16	15
	19	76	0,10	40	36	32	29	27	26	25
	20	80	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	25	100	0,16	47	43	39	36	34	32	31
	26	104	0,16	48	44	40	37	35	33	32
4,5	17	76,5	0,10	38	34	30	27	25	24	23
	18	81	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	22	99	0,10	43	39	35	32	30	29	28
5	16	80	0,10	37	33	29	26	24	23	22
	20	100	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	25	125	0,13	47	42	39	36	34	32	31
	26	130	0,13	48	43	40	37	35	33	32
6	17	102	0,1	38	34	30	27	25	24	23
	18	108		39	35	31	28	26	25	24
	21	126		42	38	34	31	29	28	27
	22	132		43	39	35	32	30	29	28
	26	156		47	43	39	36	34	33	32
	27	162		48	44	40	37	35	34	33
8	16	128	0,1	37	33	29	26	24	23	22
	20	160		41	37	33	30	28	27	26
	25	200		46	42	38	35	33	32	31
	26	208		47	43	39	36	34	33	32
10	14	140	0,1	35	31	27	24	22	21	20
	16	160		37	33	29	26	24	23	22
	20	200		41	37	33	30	28	27	26
12	16	192	0,1	37	33	29	26	24	23	22
	17	204		38	34	30	27	25	24	23

Calculul geometric al angrenajelor interioare. Se are în vedere schema bloc din fig. 14.13, adaptată pentru angrenajele interioare: calculul se face pentru $x_\Sigma = x_2 - x_1$ ales, avînd în vedere că, în general, la angrenajele interioare nu se impune distanța dintre axe. În tabelul 14.21 se prezintă o sistematizare a calculului angrenajelor cilindrice interioare și două exemple numerice: angrenaj zero — deplasat și angrenaj deplasat.

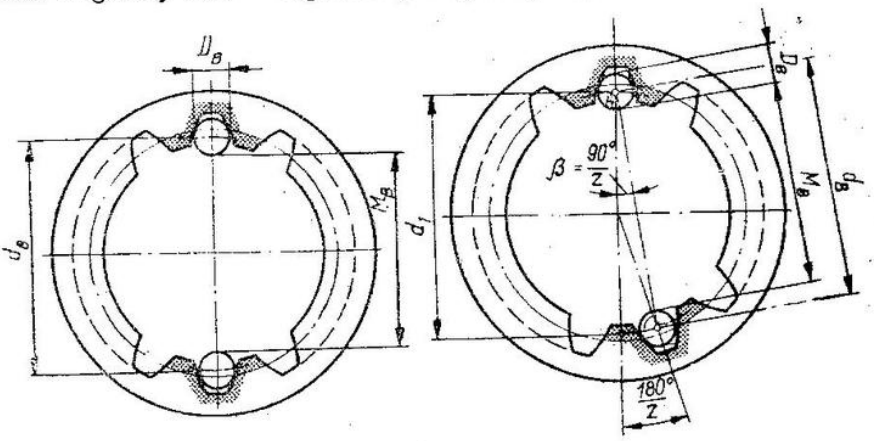


Fig. 14.21. Lungimea (cota) peste bile (role) la roțile cu dantură interioară.

Tabelul 14.2

Calculul geometric al angrenajelor cilindrice interioare (pinionul cu dantură exterioară realizat cu scule tip cremalieră, roata cu dantură interioară — cu cuțit roată)
(dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Valori numerice (exemple)	
		Angrenaje cu dinți drepți	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$
Date inițiale			
Numerele de dinți $z_{1(2)}$	—	18; 60	28; 40
Unghiul de înclinare al dintelui β (angrenajului și cuțitului roată)	V. tabelul 14.18	0	0
Modulul (standardizat)	V. tabelul 14.4	2,5	2,5
Modulul normal m_n	$m_n = m_t \cos\beta$	2,5	2,5
Modulul frontal m_t	$m_t = m_n/\cos\beta$	2,5	2,5
Profilul de referință standardizat (normal) α_n, h_a^*, c^*	V. tabelul 14.1	20° 1,0 0,25	20° 1,0 0,25
Unghiul profilului în plan frontal α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\beta$	20°	20°
Distanța dintre axe a_w	—	$a_w = a$	$a_w \neq a$

Tabelul 14.21 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1(2)}$ (pentru $a_w = a$)	V. fig. 14.20	0,2 0,2	
Parametrii cuțitului roată pentru danturarea roții:	v. tabelul 14.20		
— numărul de dinți z_0	v. tabelul 14.20	30	30
— diametrul de divizare d_0	$d_0 = m_t z_0$	75	75
— diametrul de bază d_{b0}	$d_b = d_0 \cos \alpha_t$	70,477	70,477
— deplasarea de profil x_0	v. tabelul 14.20	0,20	0,20
— diametrul de vîrf (exterior) d_{a0}	$d_{a0} = d_0 + 2m_n(h_a^* + c^* + x_0)$	82,25	82,25
Parametrii de bază ai angrenajului			
Distanța dintre axe a angrenajului zero a	$a = m_t(z_2 - z_1)/2$	52,5	15
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1(2)}$	$x_1 = x_2$; $x_{1\ min}$ — fig. 14.20 $x_1 \neq x_2$ — tabelul 14.19	0,2 0,2	0,23 0,80
Diferența deplasărilor specifice (normale) de profil x_d	$x_d = x_2 - x_1$	0	0,57
Unghiul de angrenare α_w	$\text{inv}\,\alpha_w = \text{inv}\,\alpha_t + 2\,\text{tg}\,\alpha_t \cos\beta\,[x_d/(z_2 - z_1)]$	20°	29,242612°
Distanța dintre axe a_w	$a_w = a(\cos\alpha_t/\cos\alpha_w)$	52,5	16,15408
Diametrele de divizare $d_{1(2)}$	$d_{1(2)} = m_t z_{1(2)}$	45; 140	70; 100
Diametrele de vîrf (exterioare) $d_{a1(2)}$	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta_y - \Delta_{y0})\,m_n$	51	76,042
	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta_y - K_2)\,m_n$	146	99,208
	Pentru $x_d = 0$ se pune condiția suplimentară		
	$d_{a2} \geqslant 2m_t\sqrt{A}$, unde $A = (z_2/2 - h_a^* + x_2)^2 + (h_a^* - x_2)^2/\text{tg}^2\,\alpha_n$	(146,413) 146,6	—
	Δ_y, Δ_{y0} și K_2 — v. în continuare		
Coeficientul de egalizare a jocului radial Δ_y	$\Delta_y = x_d - (a_w - a)/m_t$	0	0,10837
Coeficientul de egalizare la generarea roții 2, Δ_{y0}	$\Delta_{y0} = x_2 - x_{02} - [a_{w02}/m_t - (z_2 - z_{02})/(2\cos\beta)]$	0	0,12985
Unghiul de angrenare tehnologic (roată 2 — cuțit roată) α_{w02}	$\text{inv}\,\alpha_{w02} = \frac{2(x_2 - x_{02})\,\text{tg}\,\alpha_t}{z_2 - z_{02}} + \text{inv}\,\alpha_t$	20°	30,8036°
Distanța dintre axe a_{w02} la angrenajul tehnologic roată 2 — cuțit roată	$a_{w02} = \frac{(z_2 - z_0)\,m_n \cos\alpha_t}{2\cos\beta\cos\alpha_{w02}}$	37,5	13,675374

Tabelul 14.21 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$
Mărimea auxiliară K_2 (pentru $x_2 \leqslant 2$)	$K_2 = 0,25 - 0,125\ x_2$	20°	30,8036°
Diametrul cercurilor de picior (interioare) $d_{f1(2)}$	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m_t$ $d_{f2} = 2a_{w02} + d_{a0}$	39,75 157,25	64,9 109,6
Înălțimea dinților $h_{1(2)}$	$h_1 = 0,5(d_{a1} - d_{f1})$ $h_2 = 0,5(d_{f2} - d_{a2})$	5,625 5,325	5,571 5,196
Scurtarea dinților $\Delta_{h1(2)}$	$\Delta_{h1(2)} = m_n(2h_a^* + c^*) - h_{1(2)}$	0 0,15	0,054 0,429
Diametrul de bază $d_{b1(2)}$	$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_t$	42,286 140,953	65,778 93,969
Verificarea calităților geometrice ale angrenajului			
Verificarea lipsei ascuțirii dinților pinionului (pe cilindrul de vîrf grosimea dinților $s_{a1} \geqslant 0,3$)	$s_{a1} = \left[\frac{0,5\pi + 2x_1 \cos\beta \operatorname{tg}\alpha_t}{z_1} + (\operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_{a1})\right]\frac{d_{a1}}{m_t}$	0,596 > 0,3	0,686 > 0,3
Verificarea lipsei ascuțirii dinților roții ($s_{a2} \geqslant 0,3$)	$s_{a2} = \left[\frac{0,5\pi - 2x_2 \cos\beta \operatorname{tg}\alpha_t}{z_2} + (\operatorname{inv}\alpha_{a2} - \operatorname{inv}\alpha_t)\right]\frac{d_{a2}}{m_t}$	0,954 > 0,3	0,870 > 0,3
Verificarea lipsei subtăierii pinionului ($\rho_{u1} \geqslant 0$)	$\rho_{u1} = 0,5d_1 \sin\alpha_t - \frac{m_n(h_a^* - x_1)}{\sin\alpha_t}$	1,848 > 0	6,342 > 0
Verificarea lipsei interferenței profilurilor (contactul extrem să fie pe profilul utilizabil: $\rho_{A1} \geqslant \rho_{u1}$; $\rho_{E2} \leqslant \rho_{u2}$ $\rho_{A1} \geqslant 0$)	$\rho_{A1} = 0,5d_{b2} \operatorname{tg}\alpha_{a2} - a_w \sin\alpha_w$ $\rho_{E2} = 0,5d_{b1} \operatorname{tg}\alpha_{a1} + a_w \sin\alpha_w$ $\rho_{u2} = 0,5d_{a0} \sin\alpha_{a0} + a_{w02} \sin\alpha_{w02}$ în care $\alpha_{a1(2)}$ și α_{a0} — unghiurile de presiune la vîrful dintelui 1(2) și sculei (0): $\cos\alpha_{a1(2)} = d_{b1(2)}/d_{a1(2)}$ $\cos\alpha_{a0} = d_{b0}/d_{a0}$	2,192 > 0 2,192 > 1,848 32,212 < 34,027 33,98978° 15,95451° 31,03381°	8,015 > 0 8,015 > 6,342 26,968 < 28,205 30,1148° 18,7033° 31,03381°
Verificarea lipsei interferenței vîrfurilor dinților ($\delta \geqslant 0$, v. fig. 14.17)	$\delta = \frac{z_1}{z_2}\mu_{max} - \arcsin\left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin\mu_{max}\right) + \gamma_{12}$, în care μ_{max} — semiunghiul cuprins pe pinion între cercurile vîrf, γ_{12} — mărime auxiliară: $\mu_{max} = \arccos\left(\frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4a_w^2}{4a_w d_{a1}}\right)$ $\gamma_{12} = (z_1/z_2)\operatorname{inv}\alpha_{a1} - \operatorname{inv}\alpha_{a2} + (1 - z_1/z_2)\operatorname{inv}\alpha_w$ (pentru $\beta = 0$ și contur de referință standard se poate folosi fig. 14.19)	0,7303° > 0 42,74239° 1,56475°	1,5968° > 0 52,13406° 2,33935°

Tabelul 14.21 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$
Verificarea continuității angrenării în plan frontal: $\varepsilon \geq 1,2$ — pentru angrenaje cu dinți drepți; $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$ — pentru angrenaje cu dinți înclinați	$\varepsilon_\alpha = [z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a1} - z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a2} + (z_2 - z_1)\operatorname{tg}\alpha_w]/(2\pi)$	1,6345 > 1,2	1,4988 > 1,2
Verificarea continuității angrenării axiale la angrenajele cu dinți înclinați: se recomandă: $\varepsilon_\beta \geq 1,0$	$\varepsilon_\beta = b_2 \sin\beta/(\pi m_n)$	0	0
Verificarea lipsei retezării vîrfurilor dinților roții la generare ($\delta_{02} \geq 0$)	$\delta_{02} = \frac{z_0}{z_2}\mu_{02} - \arcsin\left(\frac{d_{a0}}{d_{a2}} \cdot \sin\mu_{02}\right) + \gamma_{02}$, în care μ_{02} și γ_{02}:	0,761876°	1,662888°
	$\mu_{02\,max} = \arccos\left(\frac{d_{a2}^2 - d_{a0}^2 - 4a_{w02}^2}{4a_{w02}d_{a0}}\right)$	43,657435°	58,822332°
	$\gamma_{02} = \frac{z_0}{z_2}\operatorname{inv}\alpha_{a0} - \operatorname{inv}\alpha_{a2} + \left(1 - \frac{z_0}{z_2}\right)\operatorname{inv}\alpha_{w02}$	1,7209074°	2,725831°
	— dacă la $\mu_{02} = \mu_{02\,max}$, se obține $\delta_{02} < 0$ se produce retezare;		
	— dacă $\delta_{02} \geq 0$, se continuă verificarea pentru:	$\delta_{02} > 0$	$\delta_{02} > 0$
	$\mu'_{02} = \arccos\sqrt{\frac{d_{a2}^2/d_{a0}^2 - 1}{z_a^2/z_0^2 - 1}}$	31,588671°	40,116429°
	și dacă $\mu'_{02} > \mu_{02\,max}$ nu se produce retezare; dacă $\mu'_{02} < \mu_{02\,max}$, se calculează δ_{02} pentru $\mu'_{02} = \mu_{02}$ și dacă $\delta_{02} \geq 0$ nu se produce retezarea. Pentru $\beta = 0$ și contur de referință standard la cuțitul roată de danturat se poate folosi fig. 14.18	$\mu'_{02} < \mu_{02\,max}$ 0,424371° > 0	$\mu'_{02} < \mu_{02\,max}$ 0,523279° > 0
Dimensiunile nominale de control			
Pentru verificarea profilului frontal și direcției dinților			
Raza de bază $r_{b1(2)}$	$r_{b1(2)} = 0,5d_{b1(2)}$	21,143 70,476	32,889 46,984
Unghiul de înclinare al dinților pe cilindrul de bază β_b	$\sin\beta_b = \sin\beta \cdot \cos\alpha_n$	0	0

Tabelul 14.21 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$
Pentru verificarea poziției relative a dinților			
Pasul angrenării p_α	$p_\alpha = \pi m_n \cos \alpha_n$	7,380	7,380
Pasul axial p_x	$p_x = \pi m_n / \sin \beta$	—	—
Pentru verificarea poziției profilului de referință			
Coarda constantă $s_{c1(2)}$	$\bar{s}_{c1} = m_n(0{,}5\,\pi \cos^2 \alpha_n + x_1 \sin 2\alpha_n)$	3,789	3,837
	$\bar{s}_{c2} = m_n(0{,}5\,\pi \cos^2 \alpha_n - x_2 \sin 2\alpha_n)$	3,146	2,182
Înălțimea la coarda constantă $h_{c1(2)}$	$\bar{h}_{c1} = 0{,}5(d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{c1} \operatorname{tg} \alpha_n)$	2,310	2,323
	$\bar{h}_{c2} = 0{,}5(d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{c2} \operatorname{tg} \alpha_n)$	1,127	Nu se poate face acest control
Condiția de măsurare a coardei constante	$\rho_{a1} > \rho_{s1} > \rho_{f1}$	14,2 > 9,7 > > 2,2	19 > 14 > 8
	$\rho_{a2} < \rho_{s2} < \rho_{f2}$,	20,1 < 23,9 < < 32,2	—
	în care: ρ_{a1}, ρ_{a2} — razele de curbură ale profilurilor la vîrful dinților: ρ_{s1}, ρ_{s2} — razele de curbură în punctele de control:		
	$\rho_{a1(2)} = 0{,}5 d_{b1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1(2)}$	14,255 20,148	19,076 15,906
	$\rho_{s1} = 0{,}5(d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t + \bar{s}_{c1} \cos \beta_b / \cos \alpha_n)$	9,711	14,012
	$\rho_{s2} = 0{,}5(d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t - \bar{s}_{c2} \cos \beta_b / \cos \alpha_n)$	23,977	—
Unghiul de presiune în punctul de măsurare a lungimii peste dinți $\alpha_{x1(2)}$ pe cilindrul de diametru $d_{x1(2)} = d_{1(2)} + 2x_{1(2)}m_n$	$\cos \alpha_{x1(2)} = \dfrac{z_{1(2)} \cos \alpha_t}{z_{1(2)} + 2x_{1(2)} \cos \beta}$	23,1812° 21,0177°	22,4063° 25,3712°
Numărul de dinți (de calcul) $N_{c1(2)}$ în intervalul de măsurare a lungimii W_N	$N_{c1(2)} = \dfrac{z_{1(2)}}{\pi}\left(\dfrac{\operatorname{tg} \alpha_{x1(2)}}{\cos^2 \beta_b} - \dfrac{2x_{1(2)} \operatorname{tg} \alpha_n}{z_{1(2)}} - \operatorname{inv} \alpha_t\right) + 0{,}5$	2,8217 7,5070	3,9885 6,1628
Numărul de dinți $N_{1(2)}$ de măsurare a lungimii W_N	$N_{1(2)}$ reprezintă rotunjirea la valoarea întreagă apropiată a valorii $N_{c1(2)}$	3 8	4 6

Tabelul 14.21 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul	
		$a_w = a$	$a_w \neq a$
Lungimea peste N dinți $W_{N1(2)}$	$W_{N1(2)} = m_n[\pi(N_{1(2)}-0,5)+ 2x_{1(2)} \operatorname{tg}\alpha_n + z_{1(2)} \operatorname{inv}\alpha_t] \times \cos\alpha_n$	19,423 57,795	27,205 43,360
Condițiile de măsurare a lungimii $W_{N1(2)}$	$W_{N1(2)} < b_{1(2)}/\sin\beta_b$ și $\rho_{u1} < 0,5W_{N1} \cdot \cos\beta_b < \rho_{a1}$; $\rho_{u2} > 0,5W_{N2} \cdot \cos\beta_b > \rho_{a2}$	$1,8 < 9,7 < 14,2$ $34,0 > 28,9 > 20,1$	$6,3 < 13,6 < 19$ $28,2 > 21,7 > 15,9$
Diametrul bilelor (rolelor) de control D_B la măsurarea peste bile (role) (fig. 14.21)	$D_B \approx 1,7\, m_n$ — pentru pinion $D_B \approx 1,5\, m_n$ — pentru roată (rotunjirea după tabelul 14.15)	4,400 4,091	4,400 4,091
Unghiul de presiune $\alpha_{B1(2)}$ la centrul bilelor (rolelor) de control	$\operatorname{inv}\alpha_{B1} = \dfrac{D_{B1}}{z_1 m_n \cos\alpha_n} + \operatorname{inv}\alpha_t - \dfrac{0,5\pi - 2x_1 \operatorname{tg}\alpha_n}{z_1}$; $\operatorname{inv}\alpha_{B2} = \dfrac{0,5\pi + 2x_2 \operatorname{tg}\alpha_n}{z_2} + \operatorname{inv}\alpha_t - \dfrac{D_{B2}}{z_2 m_n \cos\alpha_n}$	27,32478° 19,81750°	25,4388° 23,6614°
Diametrul cilindrului de așezare a centrelor bilelor (rolelor) de control $d_{B1(2)}$	$d_{B1(2)} = d_{1(2)} \cos\alpha_t / \cos\alpha_{B1(2)}$	47,597 149,827	72,841 102,594
Lungimea peste bile (role) $M_{B1(2)}$ (v. fig. 14.21)	Pentru $z_{1(2)}$ numere pare: $M_{B1} = d_{B1} + D_{B1}$; $M_{B2} = d_{B2} - D_{B2}$ Pentru $z_{1(2)}$ numere impare: $M_{B1} = d_{B1} \cos(90°/z_1) + D_{B1}$; $M_{B2} = d_{B2} \cos(90°/z_2) - D_{B2}$ Pentru angrenajele cu dinți drepți v. tabelul 14.14	51,997 145,736	77,241 106,685
Condițiile de măsurare a lungimii M_B	$d_{B1} + D_{B1} > d_{a1}$; $d_{B1} - D_{B1} > d_{f1}$, respectiv $d_{B2} - D_{B2} < d_{a2}$; $d_{B2} + D_{B2} < d_{f2}$	$52,0 > 51,0$ $43,2 > 39,7$ $145,7 < 146,6$ $153,9 < 157,2$	$77,2 > 76,0$ $68,4 > 64,9$ $98,5 < 99,2$ $106,7 < 109,6$

14.1.1.3. **Geometria angrenajelor cilindrice elicoidale (evolventice).** Angrenajele cilindrice elicoidale sînt angrenaje cu axe încrucișate realizate cu roți cilindrice evolventice cu dinți înclinați. Unghiul dintre axele angrenajului

$$\Sigma = \beta_1 \pm \beta_2,$$

în care $\beta_{1,2}$ sînt unghiurile de înclinare ale dinților celor două roți (față de axe); semnul „+" — cînd cele două roți au elicele dinților în același sens, iar semnul „—" cînd roțile au elicele în sensuri diferite. Cel mai adesea angrenajele elicoidale au axele ortogonale:

$$\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90°.$$

Condițiile ca două roți cu dinți înclinați să formeze un angrenaj elicoidal sînt: a) să prezinte același modul normal; b) să prezinte același profil (normal) de referință. Roțile unui angrenaj elicoidal au aceeași sculă generatoare (freză melc, cuțit pieptene cu dinți drepți).

Avînd contact punctiform și alunecări mari, angrenajele elicoidale cilindrice se folosesc numai pentru puteri mici: pînă la cîțiva kilowați — ca angrenaje de putere, cu $u = 1 \ldots 5$, și ca angrenaje cinematice pentru $u = 10 \ldots 100$.

Calculul geometric al angrenajelor elicoidale ortogonale este sistematizat în tabelul 14.22, deosebind două cazuri: a) nu se impune distanța dintre axe: pentru z_1, z_2 și m_n dați se minimizează a, cu β_1 și β_2 din tabelul 14.23; b) se impune distanța dintre axe a: pentru z_1, z_2, m_n și a dați se obțin β_1 și β_2 din ecuația:

$$z_1/\cos\beta_1 + z_2/\sin\beta_1 = 2\,a/m_n.$$

Trebuie observat că roțile cu $\beta_1 > 45°$ sînt de fapt melci evolventici cu mai multe începuturi ($z_{1\,min}$ — v. tabelul 14.23) cu unghiul elicei

$$\gamma_1 = 90° - \beta_1$$

și pasul axial (nestandardizat):

$$p = \pi m_n/\sin\beta_1 = \pi m_n/\cos\gamma_1.$$

Tabelul 14.22

Calculul geometric al angrenajelor elicoidale ortogonale, fără deplasare de profil
(dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Valori numerice (exemple)		
		$a = a_{min}$	a = impusă	
		1	2	3
Date inițiale				
Distanța dintre axe a	Impusă constructiv	—	125,4	25,0
Modulul normal m_n	V. tabelul 14.4	3	2,25	1
Raportul de transmitere u	V. tabelul 14.4	3	5,8	25
Profilul de referință standardizat (normal) α_n, h_a^*, c^*	V. tabelul 14.1	20° — —1,0 —0,25	20° — —1,0 —0,25	20° — —1,0 —0,25

Tabelul 14.22 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2	Exemplul 3
Parametrii de bază ai angrenajului				
Numărul de dinți ai pinionului z_1	$z_1 \geq z_{1\,min}$ dat în tabelul 14.23 pentru $a = a_{min}$ și $d_1 = d_2$; z_1 — pentru a impus se alege și se verifică (v. mai jos)	10 —	— 12	— 1
Numărul de dinți ai roții z_2	$z_2 = uz_1$	30	70	25
Unghiul de înclinare al dintelui la pinion β_1	Pentru $a = a_{min}$, $\operatorname{tg}\beta_1 = \sqrt[3]{z_2/z_1}$ Pentru $d_1 = d_2$, $\operatorname{tg}\beta_1 = u$ Pentru a = impusă, β_1 este soluția ecuației $\frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\sin\beta_1} = \frac{2a}{m_n}$, în care prima aproximație se ia $\operatorname{tg}\beta_1 = \sqrt[3]{z_2/z_1}$	55°15′50″ — —	— — 48°35′24″	— — 87°42′20″
Unghiul de pantă al elicei pinionului (melcului) γ	$\gamma = 90° - \beta_1$	34°44′10″	41°24′24″	2°17′40″
Unghiul de înclinare al dintelui la roată β_2	$\beta_2 = 90° - \beta_1$	34°44′10″	41°24′24″	2°17′40″
Unghiul profilului în plan frontal $\alpha_{t1(2)}$	$\operatorname{tg}\alpha_{t1(2)} = \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\beta_{1(2)}$	32° 34,15′ 23° 53,32′	28° 49,35′ 25° 53,23′	83° 43,38′ 20° 0,89′
Numărul de dinți ai pinionului (verificare pentru cazul a = impus)	$z_{1\,min} = \frac{2\cos\beta_1}{\sin^2\alpha_{t1}}$	4	3	1
Diametrele de divizare $d_{1(2)}$	$d_{1(2)} = m_n z_{1(2)}/\cos\beta_{1(2)}$	52,650 73,960	40,8 210,0	24,981 25,019
Distanța dintre axa a	$a = (d_1 + d_2)/2$	63,305	125,4	25,0
Diametrele cercurilor de picior (interioare) $d_{f1(2)}$	$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2m_n(h_a^* + c^*)$	45,15 66,46	35,17 204,37	22,481 22,519
Diametrele de cap (exterioare) $d_{a1(2)}$	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m_n h_a^*$	58,65 79,96	45,3 214,5	26,98 27,02
Lățimile coroanelor dințate $b_{1(2)}$	$b_{1(2)} \approx 3\pi\, m_n \sin\beta_{1(2)}$	min 23,2 min 16,1	min 16 min 14	$2 > 0,38$ min 9,4

Dimensiunile nominale de control

V. tabelele 14.10 și 14.11 (aceleași formule de calcul, aceleași condiții): $r_{b1,2}$, $\beta_{b1,2}$, p_α, $p_{x1,2}$, $\bar{s}_c$, h_c, $N_{1,2}$, $W_{N1,2}$, $d_{B1(2)}$, $M_{B1(2)}$. Pentru $\beta_1 \geq 45°$ roata *1* va fi tratată ca melc.

Tabelul 14.23

Unghiurile β_1, β_2 și numărul de dinți ai pinionului pentru angrenajele elicoidale ortogonale la $a = a_{min}$ și $d_1 = d_2$

*	$a = a_{min}$			$d_1 = d_2$		
	β_1	β_2	$z_{1\,min}$	β_1	β_2	$z_{1\,min}$
1	45°	45°	7	45°	45°	7
1,25	47°07′50″	42°52′10″	7	51°20′30″	38°39′30″	5
1,5	48°06′00″	41°54′00″	6	56°18′40″	33°41′20″	4
1,75	50°18′50″	39°41′10″	6	60°15′20″	29°44′40″	3
2	51°33′40″	38°26′20″	5	63°26′10″	26°33′50″	3
2,25	52°39′00″	37°21′00″	5	66°02′20″	23°57′40″	2
2,5	53°37′00″	36°28′00″	5	68°12′00″	21°48′00″	2
2,75	54°29′00″	35°31′00″	5	70°01′00″	19°58′50″	2
3	55°15′50″	34°44′10″	4	71°34′00″	18°26′00″	2
3,5	56°37′50″	33°22′10″	4	74°03′20″	15°56′40″	1
4	57°45′30″	32°14′30″	4	75°37′50″	14°22′10″	1
4,5	58°47′50″	31°12′10″	4	77°28′20″	12°31′40″	1
5	59°40′50″	30°19′10″	3	78°41′30″	11°18′30″	1

14.1.1.4. **Geometria angrenajelor cu profil arc de cerc.** În varianta care s-a impus după anul 1965, angrenajele cu profil arc de cerc au profilul de referință format din două arce de cerc (legate printr-un segment de dreaptă; fig. 14.22), cu parametrii ρ_a^*, ρ_b^*, l_a^*, h_a^*, h_f^* și α_n (unghiul profilului în punctele de contact ale perechii de profiluri de referință în contact, pentru angrenaj).

Legat de acest profil de referință sînt de evidențiat particularități remarcabile: a) pentru roțile în angrenare profilurile de referință nu se suprapun intim ($\rho_a^* \neq \rho_b^*$), ci au două contacte localizate aproximativ la mijlocul înălțimii capului, respectiv piciorului dinților (contactul localizat conferă angrenajului capacitatea de a funcționa cu anumite erori de execuție); b) între profilurile de referință ale roților conjugate există joc lateral (la angrenajele cu profil arc de cerc jocul se realizează din profilul de referință, nu din poziția sculei la generarea roților). Deoarece cercul ca profil de dinte nu respectă legea de bază a angrenării decît pentru poziția de coliniaritate a centrelor de curbură ale profilurilor în contact, punctului de contact și polului angrenării, la angrenajele cu profil arc de cerc, gradul de acoperire frontal este nul. De aceea, pentru asigurarea unei angrenări continue, angrenajele cilindrice cu profil arc de cerc sînt exclusiv cu dinți înclinați.

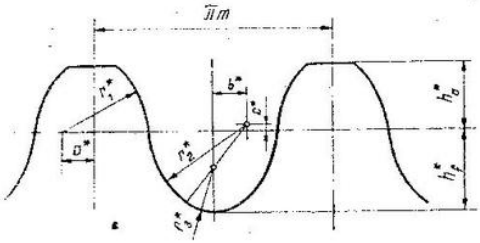


Fig. 14.22. Cremaliera de referință pentru roțile cu profil arc de cerc (după GOST 15023-69).

Avînd un profil relativ complicat tehnologic, greu rectificabil și de controlat, angrenajele cu profil arc de cerc se realizează exclusiv din

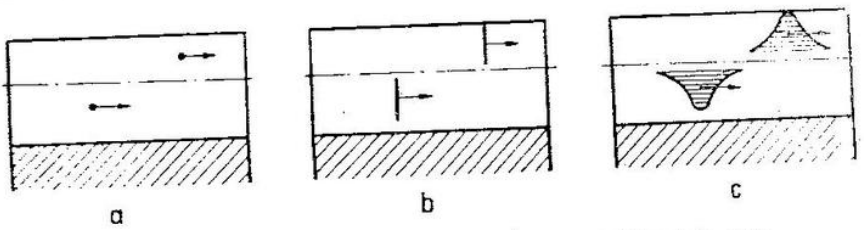


Fig. 14.23. Pata de contact la angrenajele cu profil arc de cerc:
a — angrenaj nerodat și neîncărcat; *b* — angrenaj rodat neîncărcat; *c* — angrenaj rodat și încărcat; → — direcția de deplasare a contractului.

oțeluri de îmbunătățire.* Prin rodaj și ca urmare a contactului elastic și în prezența lubrifiantului, contactul punctiform (fig. 14.23, *a* — angrenaj nerodat și neîncărcat) se realizează practic (în sarcină) pe o suprafață (fig. 14.23, *c* — angrenaj rodat și încărcat; fig. 14.23, *b* prezintă cazul angrenajului rodat și neîncărcat). Relațiile de curbură avantajoase ale angrenajelor cu profil arc de cerc (curbura este definită pe elicele contactelor inițiale, curbe cu raze de curbură foarte mari) determină capacitatea portantă înaltă a flancurilor dinților acestor angrenaje: de circa două ori mai mare decît a angrenajelor evolventice (în comparație sînt angrenaje din oțeluri de îmbunătățire).

În țara noastră, angrenajele cu profil arc de cerc au largă folosire în fabricația de reductoare grele, la Întreprinderea Neptun Cîmpina, pentru distanțe dintre axe $a_w = 500$; 630 și 800 mm (pentru $a_w < 500$ se folosesc angrenaje evolventice cementate și rectificate).

Calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare cu profil arc de cerc, fără deplasare de profil, este sistematizat în tabelul 14.24**, *** [44].

Angrenajele cu profil arc de cerc avînd numai acoperire axială, lățimea roților se recomandă pentru un număr de contacte cît mai mare și constant. Această situație se realizează la $\varepsilon_a = b_2/p_x = 1; 2; 3$ (cu număr dublu de contacte). Practic se recomandă $\varepsilon_a = 1 \ldots 1{,}25$; $2 \ldots 2{,}25$; $3 \ldots 3{,}25$ (după GOST 17744-72 [44]: $\varepsilon_a \geqslant 1{,}25$). O imagine completă asupra numărului de contacte la angrenajele cu profilul de referință din fig. 14.22 este dată în fig. 14.24 [24].

---

* Pentru angrenajele durificate se cer precizii înalte, deci scule abrazive cu geometrie simplă și control sigur al roților — condiții la care răspunde complet angrenajul evolventic.

** Denumirea „angrenaj cu profil arc de cerc" este perfect adaptată pentru angrenajele fără deplasare de profil, unde profilul dinților roților este arc de cerc pe capul dinților (cu raza $\rho_a = \rho_a^* m_n$, profilul de referință avînd centrul pe linia de referință) și, cu aproximații infime, tot arc de cerc și pe picior (cu raza $\rho_a \geqslant \rho_b^* m_n$, profilul de referință avînd centrul în afara liniei de referință).

*** Angrenajele cu profil arc de cerc cu deplasare de profil sînt foarte puțin cercetate teoretic și experimental.

Tabelul 14.3

Calculul geometric al angrenajelor cu profil arc de cerc
(dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Exemplu
Date inițiale		
Numerele de dinți $z_{1(2)}$	—	17; 86
Modulul normal m_n	Tabelul 14.4	12
Profilul de referință standardizat (normal) ρ_a^*, l_a^*, h_a^*, h_f^*, α_n	V. fig. 14.22	Fig. 14.22
Distanța dintre axe a_w	Tabelul 14.4	630
Lățimea danturii, mm:		
— roții b_2	$b_2 = (0{,}25 \ldots 0{,}5)\, a_w$	250
— pinionului b_1	$b_1 = b_2 + (0{,}5 \ldots 1{,}5)\, m_n$	260
Parametrii de bază ai angrenajului		
Unghiul de înclinare al dintelui β	$\cos\beta = 0{,}5\,(z_1 + z_2)\, m_n/a_w$ $\beta = 8 \ldots 15°$	11°12'03''
Modulul frontal m_t	$m_t = m_n/\cos\beta$	12,23301
Diametrele de divizare $d_{1(2)}$	$d_{1(2)} = m_t z_{1(2)}$	207,961 1052,039
Diametrele cercurilor de picior (interioare) $d_{f1(2)}$	$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_f^* m_n$	182,761 1026,839
Diametrele de cap (exterioare) $d_{a1(2)}$	$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_a^* m_n$	229,561 1073,639
Înălțimea dinților h	$h = (h_a^* + h_f^*)\, m_n$	23,4
Gradul de acoperire ε_β (aparent) ($\varepsilon_{\beta\,min} = 0{,}751$; se recomandă $\varepsilon_\beta \geq 1{,}25$)	$\varepsilon_\beta = b_2/p_x$ (p_x — V. în continuare)	1,288 > 1,25
Numărul de contacte simultane ale dinților	V. fig. 14.24, funcție de ε_β.	3; 4; 3; 2 V. fig. 14.24
Dimensiunile nominale de control		
Pentru verificarea direcției dinților		
Raza de divizare $r_{1(2)}$	$r_{1(2)} = d_{1(2)}/2$	103,980 526,020
Unghiul de înclinare al dintelui β	Calculat mai înainte	11°12'03''
Pentru verificarea poziției relative a dinților		
Pasul axial p_x	$p_x = \pi m_n/\sin\beta$	194,077

Tabelul 14.24 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Exemplu
Pentru verificarea poziției profilului de referință :		
Unghiul profilului în punctul de măsurare a coardei $\alpha_{y1(2)}$	$\alpha_{y1(2)} = \alpha_n$	27°
Semiunghiul de cuprindere a centrelor de curbură ale profilului capului dintelui $\delta_{1(2)}$	$\delta_{1(2)} = \dfrac{114,5915\, l_a^* \cos^3 \beta}{z_{1(2)}}$	2,498666 0,493922
Grosimea pe coardă $\bar{s}_{y1(2)}$	$\bar{s}_{y1(2)} = 2m_n \left[\rho_a^* \cos(\delta_{1(2)} + \alpha_{y1(2)}) - \right.$ $\left. - \dfrac{z_{1(2)}}{2\cos^3 \beta} \sin(\delta_{1(2)} + \alpha_{y1(2)})\right]$	14,60 15,06
Înălțimea la coardă $\bar{h}_{y1(2)}$	$\bar{h}_{y1(2)} = m_n \left[h_a^* - \rho_a^* \sin(\delta_{1(2)} + \alpha_{y1(2)}) + \right.$ $\left. + \dfrac{z_{1(2)}}{2\cos^3 \beta}(1 - \cos \delta_{1(2)})\right]$	4,11 4,45
Numărul de dinți $N_{1(2)}$ de măsurare a lungimii W_N	V. tabelul 14.25	4 10
Unghiul de poziție $\theta_{1(2)}$ al centrelor de curbură ale profilurilor interceptate la control, măsurat în plan frontal	$\sin \theta_{1(2)} +$ $+ \left[\theta_{1(2)} + \dfrac{2\pi(N_{1(2)} - 1) - 4l_a^*}{z_{1(2)}}\right] \operatorname{tg}^2 \beta = 0$ ecuație transcendentă, ce se rezolvă prin aproximații succesive, prima aproximare recomandată fiind $\theta = -\dfrac{2\pi(N_{1(2)} - 1) - 4l_a^*}{z_{1(2)}(0,9 \operatorname{tg}^2 \beta + 1)}$ V. și etapa de calcul W_N.	—
Lungimea peste N dinți $W_{N1(2)}$	$W_{N1(2)} = 2\rho_a^* m_n + \dfrac{z_{1(2)} m_n}{2\cos \beta}\sqrt{A}$, unde $A = 2(1 - \cos \theta_{1(2)}) + \left[\theta_{1(2)} + \right.$ $\left. + \dfrac{2\pi(N_{1(2)} - 1) - 4l_a^*}{z_{1(2)}}\right]^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \beta$ În tabelul 14.25 se expune o metodă tabelară	127,30 352,46
Condiția de măsurare a lungimii W_N	$W_{N1(2)} < b_{1(2)}/\sin \beta$	127,30 < 1287 352,46 < 1338

Tabelul 14.25

Calculul lungimii peste N dinți la roțile cu profil arc de cerc prin metoda tabelară

$$W_N = m_n(A \sin \beta + B \cos \beta + C)$$

z	N	A	B	C	z	N	A	B	C
12	4	0,1401	−2,6400	12,8389	62	8	0,1552	−1,4109	24,4913
13	4	0,1397	−2,2451	12,5494	63	8	0,1517	−1,3655	24,4592
14	4	0,1351	−1,9298	12,3186	64	8	0,1477	−1,3224	24,4287
15	4	0,1284	−1,6750	12,1327	65	8	0,1439	−1,2813	24,3997
16	4	0,1208	−1,4668	11,9812	66	8	0,1402	−1,2420	24,3720
17	4	0,1130	−1,2947	11,8565	67	8	0,1366	−1,2046	24,3455
18	4	0,1054	−1,1510	11,7528	68	8	0,1332	−1,1688	24,3203
19	4	0,0982	−1,0299	11,6656	69	8	0,1298	−1,1346	24,2962
20	4	0,0914	−0,9269	11,5917	70	9	0,1836	−1,6763	27,8189
21	4	0,0851	−0,8386	11,5285	71	9	0,1796	−1,6285	27,7850
22	4	0,0793	−0,7624	11,4741	72	9	0,1755	−1,5827	27,7526
23	4	0,0739	−0,6961	11,4269	73	9	0,1715	−1,5388	27,7215
24	4	0,0690	−0,6381	11,3857	74	9	0,1676	−1,4967	27,6918
25	4	0,0646	−0,5870	11,3496	75	9	0,1638	−1,4563	27,6633
26	4	0,0605	−0,5419	11,3176	76	9	0,1601	−1,4176	27,6359
27	4	0,0567	−0,5018	11,2893	77	9	0,1566	−1,3803	27,6096
28	5	0,1199	−1,1975	14,9229	78	9	0,1531	−1,3445	27,5844
29	5	0,1138	−1,1144	14,8635	79	9	0,1498	−1,3101	27,5602
30	5	0,1081	−1,0396	14,8102	80	10	0,2035	−1,8462	31,0787
31	5	0,1027	−0,9721	14,7621	81	10	0,1993	−1,8000	31,0460
32	5	0,0976	−0,9110	14,7186	82	10	0,1953	−1,7555	31,0146
33	5	0,0929	−0,8554	14,6792	83	10	0,1913	−1,7127	30,9843
34	5	0,0884	−0,8049	14,6434	84	10	0,1875	−1,6714	30,9551
35	5	0,0843	−0,7586	14,6107	85	10	0,1837	−1,6315	30,9270
36	5	0,0803	−0,7163	14,5808	86	10	0,1801	−1,5931	30,8999
37	5	0,0767	−0,6774	14,5533	87	10	0,1766	−1,5561	30,8737
38	5	0,0732	−0,6416	14,5281	88	10	0,1731	−1,5203	30,8485
39	5	0,0700	−0,6086	14,5048	89	10	0,1698	−1,4857	30,8242
40	6	0,1263	−1,1856	18,0528	90	11	0,2232	−2,0174	34,3396
41	6	0,1214	−1,1272	18,0113	91	11	0,2191	−1,9725	34,3078
42	6	0,1167	−1,0730	17,9729	92	11	0,2151	−1,9290	34,2771
43	6	0,1123	−1,0227	17,9373	93	11	0,2112	−1,8869	34,2473
44	6	0,1081	−0,9758	17,9041	94	11	0,2074	−1,8463	34,2186
45	6	0,1041	−0,9321	17,8732	95	11	0,2037	−1,8069	34,1908
46	6	0,1003	−0,8913	17,8443	96	11	0,2001	−1,7688	34,1639
47	6	0,0967	−0,8531	17,8174	97	11	0,1965	−1,7318	34,1378
48	6	0,0932	−0,8173	17,7921	98	11	0,1931	−1,6961	34,1126
49	6	0,0899	−0,7837	17,7685	99	11	0,1897	−1,6614	34,0882
50	7	0,1452	−1,3440	21,3045	100	12	0,2429	−2,1896	37,6011
51	7	0,1406	−1,2908	21,2667	101	12	0,2389	−2,1456	37,5700
52	7	0,1362	−1,2406	21,2311	102	12	0,2349	−2,1029	37,5399
53	7	0,1319	−1,1933	21,1976	103	12	0,2311	−2,0615	37,5106
54	7	0,1279	−1,1487	21,1661	104	12	0,2273	−2,0213	37,4822
55	7	0,1240	−1,1065	21,1363	105	12	0,2236	−1,9823	37,4547
56	7	0,1202	−1,0666	21,1081	106	12	0,2200	−1,9444	37,4279
57	7	0,1166	−1,0288	21,0815	107	12	0,2165	−1,9076	37,4020
58	7	0,1132	−0,9931	21,0562	108	12	0,2131	−1,8718	37,3767
59	7	0,1099	−0,9591	21,0323	109	12	0,2097	−1,8370	37,3522
60	8	0,1645	−1,5085	24,5605	110	13	0,2627	−2,3624	40,8631
61	8	0,1600	−1,4585	24,5250	111	13	0,2587	−2,3192	40,8326

Tabelul 14.25 (continuare)

z	N	A	B	C	z	N	A	B	C
112	13	0,2548	−2,2772	40,8029	117	13	0,2365	−2,0834	40,6661
113	13	0,2510	−2,2363	40,7740	118	13	0,2331	−2,0476	40,6408
114	13	0,2473	−2,1965	40,7459	119	13	0,2297	−2,0127	40,6163
115	13	0,2436	−2,1578	40,7186	120	13	0,2825	−2,5357	44,1255
116	13	0,2400	−2,1201	40,6920					

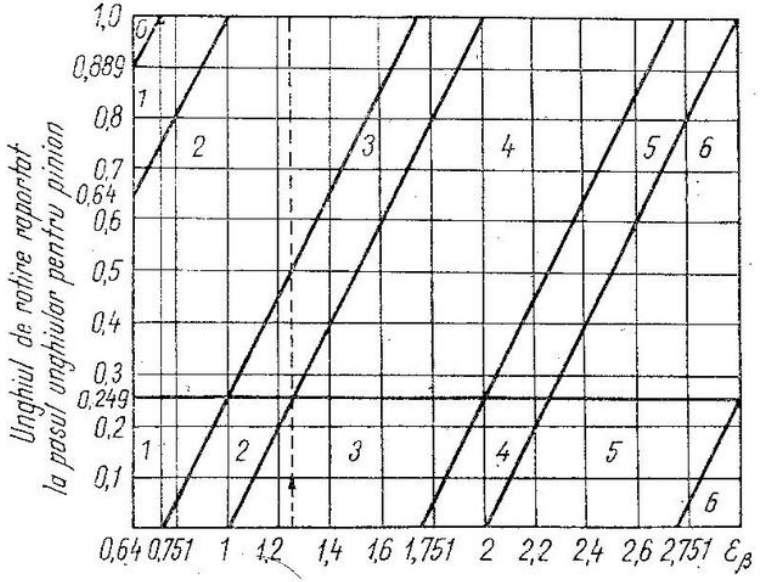


Fig. 14.24. Numărul de contacte simultane la angrenajele cu profil arc de cerc.

14.1.2. *Geometria angrenajelor conice*

Notații *

$x_{r(i)}$ — deplasarea specifică radială (tangențială);
z_g — numărul de grupe de cuțite la capul de frezat;
z_p — numărul de dinți al roții plane;
β — unghiul de înclinare a liniei medii a dintelui;
δ — unghiul conului de divizare;
$\delta_{a(f)}$ — unghiul conului de cap (picior);
$\theta_{a(f)}$ — unghiul capului (piciorului) dintelui;
$H_{ae(i)}$ — înălțimea exterioară (interioară) a conului de cap;
R — lungimea generatoarei de divizare;
W — decalarea vîrfurilor cuțitelor de finisare;
Σ — unghiul dintre axe

* Se dau numai notațiile specifice angrenajelor conice. V. și notațiile la § 14.1.

Indici principali

a	— al conului de cap	v	— al roții cilindrice echivalente
e	— al conului frontal exterior	1	— al pinionului conic
f	— al conului de picior	2	— al roții conice
i	— al conului frontal interior	(fără)	— al punctului de calcul
m	— al conului frontal mediu		

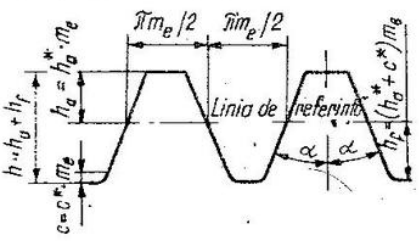
14.1.2.1. **Geometria angrenajelor conice cu dinți drepți** [2, 17, 38, 47]. Angrenajele conice cu dinți drepți se execută cu dinți proporțional descrescători și joc radial constant pe toată lățimea danturii.

Din punct de vedere geometric, un angrenaj conic cu dantură dreaptă este definit de: profilul de referință, modul, numerele de dinți și unghiul dintre axe.

Profilul de referință (tabelul 14.26) standardizat este raportat la linia pe care grosimea dinților este egală cu golul dintre dinți (linia de referință). La roțile dințate cu dinți drepți, secțiunea în care este definit corespunde conului frontal exterior [51].

Tabelul 14.26

Profilul de referință pentru angrenaje conice cu dinți drepți

Figura	Norma sau firma	Parametrii profilului		
		α	h_a^*	c^*
	STAS 6844-80	20°	1	0,2
	GOST 13754-68	20°	1	0,2
	GLEASON	20°	1	0,188
	HEIDENREICH & HARBECK	20°	1	0,1667

Modulul standardizat este modulul (frontal) exterior. Prin STAS 822-82 sînt reglementate valorile din tabelul 14.4.

Numărul de dinți recomandat pentru pinionul conic cu dantură durificată (cementată, nitrurată), funcție de diametrul de divizare exterior și raportul de transmitere, se determină cu relația

$$z_1 = \sqrt{(22 - 9 \lg u)^2 + (6{,}25 - 4 \lg u)\, d_{e1}^2/645}.$$

Pentru danturi îmbunătățite numărul de dinți se mărește cu 10—20%. Numerele de dinți minim admise pentru roata conică funcție de numărul de dinți al pinionului conic se dau în tabelul 14.27.

Unghiul dintre axe se poate alege funcție de necesități în limite foarte largi: 40—150°. Cele mai utilizate sînt angrenajele conice cu unghiul dintre axe de 90°, numite angrenaje conice ortogonale.

Tabelul 14.27

Numărul de dinți minim admis pentru angrenaje conice ortogonale cu dinți drepți (GOST 19624-74)

Numărul de dinți la pinion z_1	Numărul minim de dinți la roată $z_{2\,min}$
12	30
13	26
14	20
15	19
16	18
17	17

Deplasările de profil. Deoarece angrenajele conice se realizează numai ca angrenaje zero sau zero-deplasate, pentru obținerea de calități de angrenare și rezistență egale pentru pinion și roată se utilizează două feluri de deplasări: radiale și tangențiale.

Ca și la angrenajele cilindrice, deplasările radiale și tangențiale sînt îngrădite de limitele geometrice de existență ale angrenajului, și anume: limitele de generare (subtăierea, ascuțirea), limitele de angrenare (interferență, discontinuitatea angrenării). Aceste limite se verifică la roțile cilindrice analoge (înlocuitoare) roților conice, corespunzătoare conului frontal exterior, median sau interior (fig. 14.25). La angrenajele conice cu dinți drepți, subtăierea se verifică pe conul frontal exterior și interior la roțile prelucrate prin rabotare și pe conul frontal median la roțile prelucrate prin frezare și broșare. Celelalte limite: ascuțirea, interferența și gradul de acoperire se verifică numai pe conul frontal exterior.

Se recomandă alegerea deplasărilor de profil după următoarele criterii: deplasările specifice radiale din condiția de alunecări specifice egalizate, iar cele tangențiale din condiția de egală rezistență la baza dintelui.

Recomandări după GOST 19624-74 pentru alegerea deplasărilor specifice radiale se dau în tabelul 14.32, iar pentru deplasările tangențiale se recomandă relația

$$x_{t1} = 0{,}03 + 0{,}008(u - 2{,}5);$$

$$x_{t2} = -x_{t1};\ u \geq 2{,}5$$

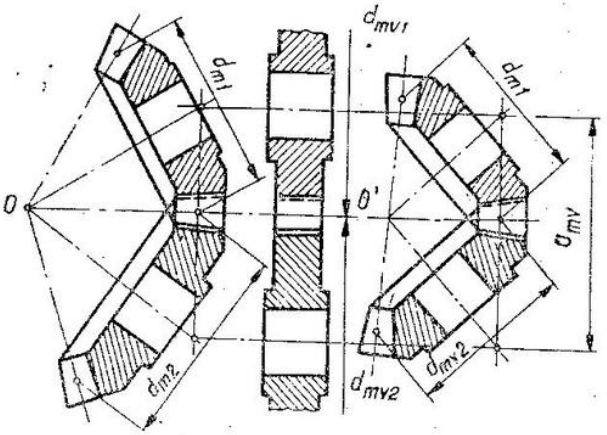


Fig. 14.25. Roți cilindrice analoage roților conice corespunzătoare conului frontal mediu.

Calculul geometric al angrenajelor conice cu dinți drepți. Calculul este prezentat în tabelul 14.28. Pentru elementele geometrice ale roților conice cu dinți drepți v. fig. 14.31, *a*.

Tabelul 14.28

Calculul geometric al angrenajelor conice cu dinți drepți
(dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul sau tabelul de lucru	Valori numerice	
		Exemplul	
		1	2
Date inițiale			
Numărul de dinți $z_{1(2)}$	—	15; 30	14; 45
Modulul exterior (standardizat) m_e	Tabelul 14.4	5	5
Profilul de referință (exterior) α, h_a^*, c^*	Tabelul 14.26	20°—1—0,20	20°—1—0,20
Calculul parametrilor roții plane			
Numărul de dinți al roții plane z_p	$z_p = (1/\sin\Sigma)\sqrt{z_1^2+z_2^2+2z_1z_2\cos\Sigma}$	33,5410	47,1275
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare R_e	$R_e = 0{,}5\, m_e z_p$	83,8525	117,8187
Lățimea danturii b	$b \leqslant 0{,}3R_e$ și $b \leqslant 10\ m_e$	25	35
Lungimea mediană a generatoarei de divizare R_m	$R_m = R_e - 0{,}5\, b$	71,3525	100,3187
Lungimea interioară a generatoarei de divizare R_i	$R_i = R_e - b$	58,8525	82,8187
Modulul median m_m	$m_m = m_e R_m / R_e$	4,2546	4,2573
Diametrul de divizare median $d_{m1(2)}$	$d_{m1(2)} = m_m z_{1(2)}$	63,8190; 127,6380	59,6022; 191,5785
Raportul numerelor de dinți u	$u = z_2/z_1$	2,000	3,2142
Unghiul conului de divizare $\delta_{1(2)}$	$\operatorname{tg}\delta_1 = \dfrac{\sin\Sigma}{u+\cos\Sigma}$; $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	26°34′; 63°26′	17°17′; 72°43′
Coeficientul deplasării radiale de profil $x_{r1(2)}$	Tabelul 14.32; $x_{r2} = -x_{r1}$	0,40; —0,40	0,50; —0,50
Coeficientul deplasării tangențiale de profil $x_{t1(2)}$	$u \geqslant 2{,}5$; $x_{t1} = 0{,}03 + 0{,}008\,(u-2{,}5)$ $u < 2{,}5$; $x_{t1} = 0$; $x_{t2} = -x_{t1}$	0; 0	0,036; —0,036

Tabelul 14.28 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul sau tabelul de lucru	Exemplul 1	Exemplul 2
Calculul parametrilor roților dințate			
Înălțimea exterioară a capului dintelui $h_{ae1(2)}$	$h_{ae1(2)} = (h_a^* + x_{r1(2)})\, m_e$	7,000; 3,000	7,500; 2,500
Înălțimea exterioară a piciorului dintelui $h_{fe1(2)}$	$h_{fe1(2)} = (h_a^* + c^* - x_{r1(2)})\, m_e$	4,000; 8,000	3,500; 8,500
Înălțimea exterioară a dintelui h_e	$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}$ $h_e = h_{ae1} + h_{ae2} + h_{fe2}$	11,000	11,000
Arcul de divizare exterior $s_{e1(2)}$	$s_{e1} = (0{,}5\pi + 2x_{r1} \operatorname{tg} \alpha + x_{t1})\, m_e$ $s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}$	9,3098; 6,3981	9,8538; 5,8542
Unghiul piciorului dintelui $\theta_{f1(2)}$	$\operatorname{tg} \theta_{f1(2)} = h_{fe1(2)}/R_e$	2°44′; 5°27′;	1°42′; 4°07′
Unghiul capului dintelui $\theta_{a1(2)}$	$\theta_{a1(2)} = \theta_{f2(1)}$	5°27′; 2°44′;	4°07′; 1°42′
Unghiul conului de cap $\delta_{a1(2)}$	$\delta_{a1(2)} = \delta_{1(2)} + \theta_{a1(2)}$	32°01′; 66°10′	21°24′; 74°25′
Unghiul conului de picior $\delta_{f1(2)}$	$\delta_{f1(2)} = \delta_{1(2)} - \theta_{f1(2)}$	23°50′; 57°59′	15°35′; 68°36′
Diametrul de divizare exterior $d_{e1(2)}$	$d_{e1(2)} = m_e z_{1(2)}$	75,0000; 150,0000	70,0000; 225,0000
Diametrul cercului de cap exterior $d_{ae1(2)}$	$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2h_{ae1(2)} \cos \delta_{1(2)}$	87,5218; 152,6834	84,3227; 226,4855
Înălțimea exterioară a conului de cap $H_{ae1(2)}$	$H_{ae1(2)} = R_e \cos \delta_{1(2)} - h_{ae1(2)} \sin \delta_{1(2)}$	71,8682; 34,8188	110,2705; 32,6164
Înălțimea interioară a conului de cap $H_{ai1(2)}$	$H_{ai1(2)} = H_{ae1(2)} - b \cos \delta_{a1(2)}$	50,6708; 24,7168	77,6835; 23,2140
Dimensiuni nominale de control			
Coarda constantă exterioară $\bar{s}_{ce1(2)}$	$\bar{s}_{ce1(2)} = s_{e1(2)} \cos^2 \alpha$	8,2207; 5,6496	8,7011; 5,1694
Înălțimea la coarda constantă $\bar{h}_{ce1(2)}$	$\bar{h}_{ce1(2)} = h_{ae1(2)} - 0{,}25 s_{e1(2)} \sin 2\alpha$	5,5039; 1,9718	5,9165; 1,5592
Roți dințate cilindrice analoge (la conul frontal exterior)			
Numărul de dinți $z_{v1(2)}$	$z_{v1(2)} = z_{1(2)}/\cos \delta_{1(2)}$	16,7707; 67,0783	14,6620; 151,4656
Diametrul de divizare $d_{ev1(2)}$	$d_{ev1(2)} = z_{v1(2)} m_e$	83,8535; 335,3915	73,3100; 757,3281
Diametrul cercului de cap $d_{aev1(2)}$	$d_{aev1(2)} = d_{ev1(2)} + 2h_{ae1(2)}$	97,8535; 341,3915	88,3100; 762,3281

Tabelul 14.28 (continuare

Elementul geometric	Formula de calcul sau tabelul de lucru	Exemplul 1	Exemplul 2
Unghiul de presiune pe cercul de cap $\alpha_{aev1(2)}$	$\cos \alpha_{aev1(2)} = d_{ev1(2)} \cdot (\cos \alpha)/d_{aev1(2)}$	36°22′; 22°36′	38°44′; 21°00′
Diametrul de bază $d_{bev1(2)}$	$d_{bev1(2)} = d_{ev1(2)} \cdot \cos \alpha$	78,7965; 315,1649	68,8889; 711,6556
Distanța dintre axe a_{ev}	$a_{ev} = 0{,}5(d_{ev1} + d_{ev2})$	209,6225	415,3191
Verificarea calităților geometrice ale angrenajului			
Verificarea lipsei ascuțirii dinților pe conul de cap: $s^*_{aev1(2)} \geq 0{,}3$	$s^*_{aev1(2)} = d_{aev1(2)}[s_{c1(2)}/d_{ev1(2)} + \text{inv}\,\alpha - \text{inv}\,\alpha_{aev1(2)}]/m_e$	0,475 > 0,3; 0,830 > 0,3	0,410 > 0,3; 0,806 > 0,3
Verificarea lipsei subtăierii: raza de curbură în punctul de început al profilului utilizabil al roții cilindrice analoge $\rho_{aev1(2)} \geq 0$; $\rho_{uiv1(2)} \geq 0$; $\rho_{umv1(2)} \geq 0$	Pentru danturare prin rabotare — la partea exterioară:		
	$\rho_{uev1(2)} = 0{,}5d_{ev1(2)} \sin \alpha - m_e[h^*_a - x_{r1(2)}]/\sin \alpha$	5,5684 > 0; 36,8887 > 0	5,2272 > 0 107,5822 > 0
	$\rho_{uiv1(2)} = \rho_{uev1(2)} R_i/R_e$	3,9082 > 0; 25,8906 > 0	3,6744 > 0; 75,6231 > 0
	Pentru danturare cu freza disc:		
	$\rho_{umv1(2)} = \rho_{uev1(2)} \frac{R_m}{R_e} - \frac{b^2}{4d_0 \operatorname{tg} \alpha}$	3,7743 > 0; 30,4356 > 0	2,5809 > 0; 89,7328 > 0
	$d_0 = 450$ — diametrul exterior al frezei		
Verificarea lipsei interferenței profilului (contactul extrem să fie pe profilul utilizabil): $\rho_{Aev1} > 0$; $\rho_{Bev2} > 0$ $\rho_{Aev1} > \rho_{uev1}$; $\rho_{Bev2} > \rho_{uev2}$	$\rho_{Aev1} = a_{ev} \sin \alpha - 0{,}5d_{bev2} \operatorname{tg} \alpha_{aev2}$	6,0998 > 0; 42,6835 > 0	5,4580 > 0 114,4194 > 0
	$\rho_{Bev2} = a_{ev} \sin \alpha - 0{,}5d_{bev1} \operatorname{tg} \alpha_{aev1}$	6,0998 > 5,5684 42,6835 > 25,8906	5,4580 > 5,2272 114,4194 > > 107,5822
Verificarea continuității angrenării în plan frontal: $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}2$	$\varepsilon_\alpha = [z_{v1} \operatorname{tg} \alpha_{aev1} + z_{v2} \operatorname{tg} \alpha_{aev2} - (z_{v1} + z_{v2}) \operatorname{tg} \alpha]/(2\pi)$	1,5522	1,5020

14.1.2.2. **Geometria angrenajelor conice cu dinți curbi SARATOV** [2, 46]. Angrenajele conice Saratov au curba longitudinală a dintelui (roții plane) arc de cerc și înălțimea dinților variabilă sau constantă (funcție de forma dintelui). Angrenajele se execută cu contact localizat pe lungimea dinților.

Pentru ca un angrenaj să fie complet definit din punct de vedere geometric trebuie să se precizeze: numerele de dinți, modulul, unghiul de înclinare a liniei dintelui și sensul înclinării, unghiul dintre axe și profilul de referință.

Numărul de dinți al pinionului conic, pentru angrenaje conice ortogonale cementate, recomandat funcție de diametrul de divizare exterior, raportul de transmitere și unghiul de înclinare, se determină cu relația

$$z_1 = \sqrt{\left[22 - 9 \lg u + \left(\frac{16}{u} - 22\right) \sin^2 \beta_m\right]^2 + (6{,}25 - 4 \lg u) \frac{d_{e1}^2}{645}}.$$

Pentru angrenajele conice din materiale de îmbunătățire, numerele de dinți se majorează cu 10—20%. Numerele minime de dinți admise pentru transmisiile conice ortogonale se dau în tabelul 14.29 funcție de unghiul de înclinare.

Tabelul 14.29

Numărul de dinți minim admis pentru angrenaje conice ortogonale cu dinți curbi (după GOST 19326-73)

z_1	z_2	β_m	z_1	z_2	β_m	z_1	z_2	β_m
6	34	≥42°	11	30	≥25°	13	24	15°—29°
7	33	≥40°	11	28	29°—45°	13	22	29°—45°
8	32	≥38°	12	30	0—15°	14	20	0—45°
9	31	≥35°	12	28	≥20°	15	19	0—45°
10	32	≥28°	12	26	29°—45°	16	18	0—45°
10	30	≥32°	13	26	0—45°	17	17	0—45°

Valorile modulului care intervin în calcul (normal median sau frontal) se recomandă a se adopta din STAS 822-82 (v. tabelul 14.4). Se admite ca pentru modulul frontal exterior valorile să fie diferite de cele din STAS.

Unghiul de înclinare mediu al dintelui se poate alege în limitele 0—45°. Se recomandă a se adopta una dintre valorile din următorul șir 0; 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45°.

La alegerea sensului de înclinare al dintelui se ține seama, ca prin coincidența direcției liniei dintelui cu direcția de rotație (privit din vîrful conului de divizare al pinionului conic la transmisiile reductoare și al roții conice

la transmisii multiplicatoare), forțele axiale să fie pozitive (îndreptate de la vîrful conului spre bază).

La angrenajele conice cu forma danturii I, pentru fabricația de serie mare, se pot utiliza unghiuri de înclinare a dinților în afara șirului de mai înainte. În acest caz se calculează valoarea

$$N' = \frac{343{,}8(h_a^* + c^*)}{z_p} \sin 2\beta_m$$

și se rotunjește la valoarea cea mai apropiată a numărului N^* din GOST 11902-77 ($N = 0;\ 2;\ 4;\ 6;\ 8;\ 10;\ 12;\ 14;\ 16;\ 18;\ 20;\ 22;\ 24;\ 30;\ 36;\ 42$).

Unghiul de înclinare exact al roților dințate este dat de relația

$$\sin 2\beta_m = \frac{N \cdot z_p}{343{,}8(h_a^* + c^*)}.$$

Pentru roțile conice cu sensul danturii dreapta și unghiul conului de divizare $\delta > 50°$, în raport de coeficientul $k_0 = R_m/d_0$, se verifică așchierea secundară a capului după fig. 14.26. Dacă ordonata din fig. 14.26, *a* corespunzătoare valorilor k_0 și β_m este mai mare decît ordonata din fig. 14.26, *b* corespunzătoare valorilor δ și z_p, atunci nu apare așchiere

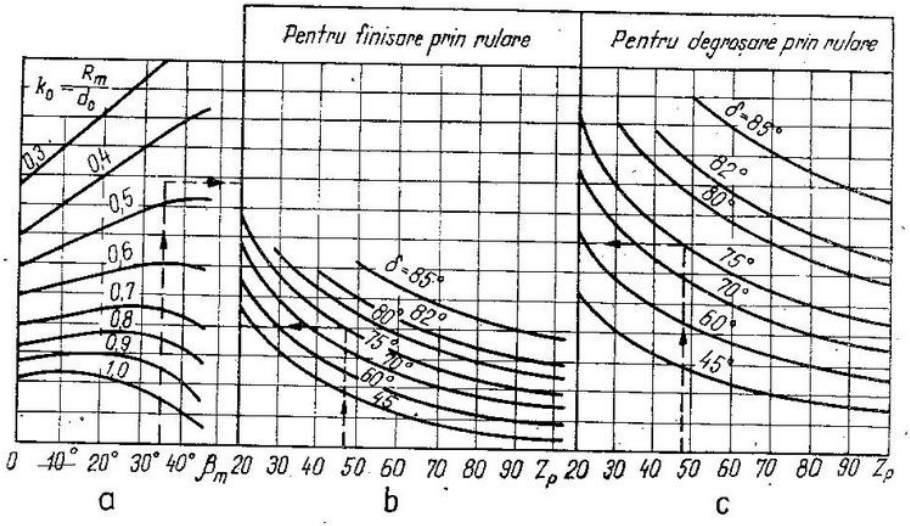


Fig. 14.26. Diagrama pentru verificarea așchierii secundare.

* Unghiul cuțitelor capetelor de frezat se calculează cu relațiile:

$\alpha_{0e} = \alpha_{0n} - 10\ N$ (cuțite exterioare);

$\alpha_{0i} = \alpha_{0n} + 10\ N$ (cuțite interioare).

secundară la finisarea prin rulare a roții conice. Analog, dacă ordonata din fig. 14.26, *c* este mai mică, atunci lipsește așchierea secundară la degroșarea prin rulare a roții conice; în caz contrar degroșarea se face prin pătrundere.

Unghiul dintre axe, ca și la angrenajele conice cu dinți drepți, se poate alege în limite foarte largi, cele mai utilizate fiind angrenajele conice cu $\Sigma = 90°$.

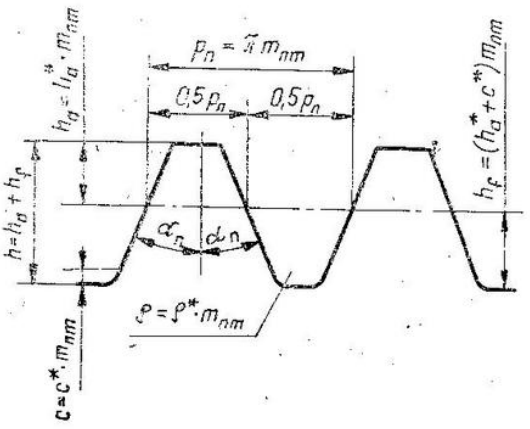


Fig. 14.27. Profilul de referință după GOST 16202-70.

Profilul de referință se dă în fig. 14.27, conform GOST 16202-70, definit în secțiunea mediană ($\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$).

Alegerea formei dinților și diametrului nominal al capului de frezat. În tabelul 14.30 se dă domeniul parametrilor de bază ai angrenajelor conice cu dinți curbi funcție de forma dintelui. Pentru profilul de referință din fig. 14.27 și unghiul de înclinare $\beta_m > 15°$ aceste domenii se dau în fig. 14.28 în dependență de k_0 și β_m. Pentru roțile dințate conice cu forma dintelui III se recomandă ca distanța conului mediu să nu depășească 0,7 din distanța medie admisă pentru mașina dată. Roțile dințate cu unghiul de înclinare al dintelui $\beta_m = 0 \ldots 15°$ se recomandă a se proiecta cu forma dintelui II (fig. 14.29). Elementele geometrice ale roților conice pentru cele trei forme se dau în fig. 14.31.

Alegerea diametrului nominal al capului de frezat se face după tabelul 14.31, ținînd seama de fig. 14.28.

Deplasările de profil. La angrenajele conice cu dinți curbi, ca și la cele cu dinți drepți, deplasările de profil sînt radiale și tangențiale. Recomandări, după GOST 19326-73, pentru *deplasările radiale* de profil pentru angrenaje conice ortogonale se dau în tabelul 14.32.

Deplasările tangențiale se recomandă a se determina cu relațiile [17]

$$x_{t1} = 0{,}01u + 0{,}00267\,\beta_m;\quad x_{t2} = -x_{t1},\ \beta_m \text{ în grade},\ u \geqslant 2{,}5;$$

pentru $u < 2{,}5$, $x_{t1} = x_{t2} = 0$.

Calculul geometric al angrenajelor conice cu dinți curbi Saratov este prezentat în tabelul 14.36.

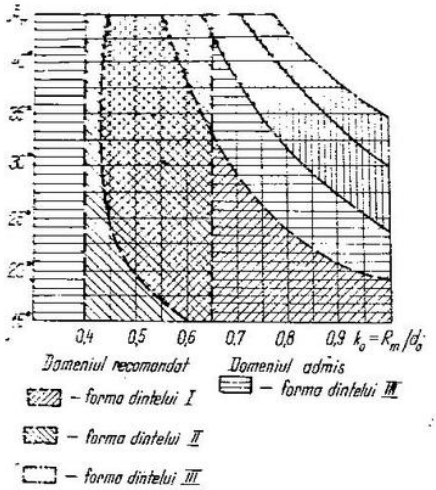


Fig. 14.28. Domeniul raţional de utilizare a formei dinţilor.

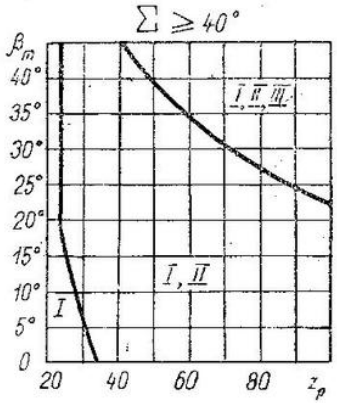


Fig. 14.29. Domeniul de utilizare a formei dintelui funcţie de z_p şi β_m.

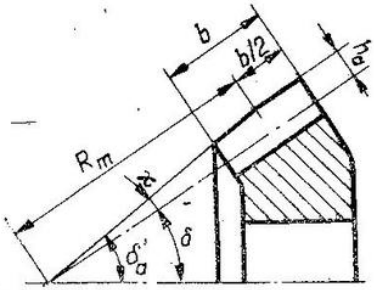
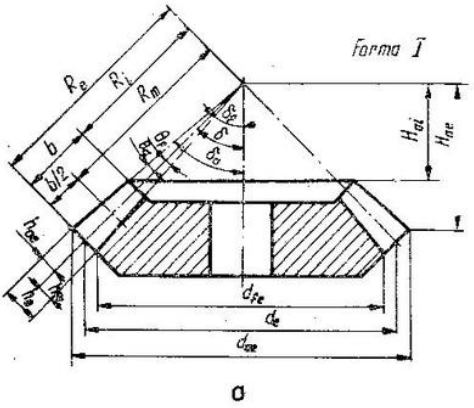
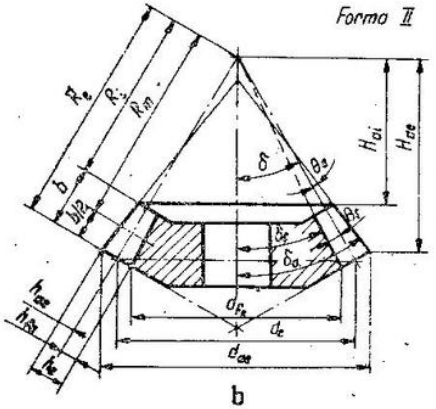


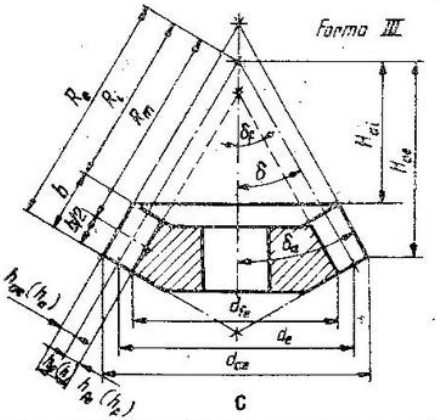
Fig. 14.30. Scurtarea capului dintelui.



a



b

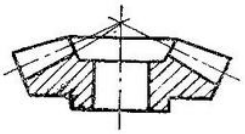
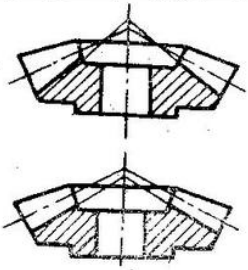
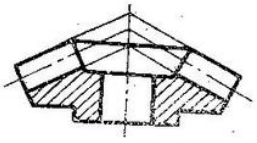


c

Fig. 14.31. Elementele geometrice ale roţilor conice.

Tabelul 14.30

Domeniul parametrilor de bază ai angrenajelor conice cu dinți funcție de forma dintelui

Forma dintelui	Schița	Caracteristici	Domeniul de utilizare
I		Dinte descrescător proporțional. Vîrful conurilor de divizare și de picior coincid. Înălțimea piciorului dintelui este proporțională cu generatoarea conului	Roți dințate cu dinți drepți Roți dințate cu dinți curbi pentru: $m_{nm} = 2 \dots 25$ mm; $R_m = 60 \dots 650$ mm; $\beta_m = 0 \dots 45°$; $z_p = 20 \dots 100$ (v. fig. 14.28 și 14.29)
II		Dinte descrescător. Vîrfurile conurilor de divizare și de picior nu coincid	Roți dințate cu dinți înclinați. Roți dințate cu dinți curbi pentru: $m_{nm} = 0{,}4 \dots 25$ mm; $R_m = 6 \dots 700$ mm; $\beta_m = 0 \dots 45°$ (pentru dinți înclinați $\leqslant 15°$); $z_p = 24 \dots 100$ (v. fig. 14.28 și 14.29)
III		Dinte cu înălțime constantă. Generatoarele conurilor de divizare, de picior și de cap sînt paralele. Înălțimea dintelui este constantă pe toată lățimea dintelui	Roți dințate cu dinți curbi pentru: $m_{nm} = 2 \dots 25$ mm; $R_m = 75 \dots 750$ mm; $\beta_m = 25 \dots 45°$; $z_p > 40$ (v. fig. 14.28 și 14.29)

Tabelul 14.31

Alegerea diametrului nominal al capului de frezat (dimensiuni în mm)

Unghiul de înclinare median β_m	Lungimea mediană a generatoarei de divizare R_m		Diametrul nominal al capului de frezat d_0	Înălțimea exterioară a dintelui h_{ae}	Lățimea danturii b	Modulul normal median m_{nm}
	Recomandat	Admis				
Forma dintelui I						
0 — 15	36 — 58	—	88,9	8	10 — 20	2 — 3
15 — 29	40 — 62					
29 — 40	40 — 55					
0 — 15	40 — 65	—	100	9	10 — 20	2 — 3
15 — 29	45 — 70					
29 — 40	45 — 60					

Tabelul 14.31 (continuare

z_m	R_m		d_0	h_{ae}	b	m_{nm}
	Recomandat	Admis				
0 – 15 15 – 29 29 – 40	50 – 80 55 – 90 55 – 75	—	125	10	12 – 25	2 – 3,5
0 – 15 15 – 29 29 – 40	60 – 100 70 – 110 70 – 90	—	152,4	10	15 – 30	2,5 – 3,5
0 – 15 15 – 29 29 – 40	65 – 105 72 – 110 72 – 95	—	160	12	16 – 32	2,5 – 4
0 – 15 15 – 29 29 – 40	75 – 120 85 – 135 85 – 115	—	190,5	15	20 – 40	2,5 – 5
0 – 15 15 – 29 29 – 40	80 – 130 90 – 140 90 – 120	—	200	15	20 – 40	2,5 – 5
0 – 15 15 – 29 29 – 40	90 – 150 100 – 160 100 – 135	—	228,6	15	20 – 40	2,5 – 5
0 – 15 15 – 29 29 – 40	100 – 160 110 – 175 110 – 150	—	250	18	25 – 50	2,5 – 6
0 – 15 15 – 29 29 – 40	120 – 200 140 – 215 140 – 190	—	304,8	20	30 – 65	2,5 – 7
0 – 15 15 – 29 29 – 40	120 – 200 140 – 220 140 – 190	—	315	24	32 – 65	2,5 – 9
0 – 15 15 – 29 29 – 40	160 – 250 180 – 280 180 – 240	—	400	30	40 – 80	3 – 10
0 – 15 15 – 29 29 – 40	180 – 300 200 – 320 200 – 280	—	457,2	28	50 – 100	4 – 10
0 – 15 15 – 29 29 – 40	200 – 320 225 – 350 225 – 300	—	500	36	50 – 100	4 – 12

Forma dintelui II

0 – 15 15 – 45	36 – 58	— 25 – 60	88,9	8	8 – 20	1 – 2,5
0 – 15 15 – 45	40 – 65	— 30 – 70	100	9	8 – 25	1 – 3

Tabelul 14.31 (continuare)

β_m	R_m		d_e	h_{ae}	b	m_{nm}
	Recomandat	Admis				
0 – 15 15 – 45	50 – 80	– 40 – 90	125	10	10 – 30	1 – 3,5
0 – 15 15 – 45	60 – 100	– 45 – 105	152,4	10	12 – 30	1,5 – 3,5
0 – 15 15 – 45	65 – 105	– 50 – 110	160	12	13 – 40	1,5 – 4
0 – 15 15 – 45	75 – 120	– 60 – 135	190,5	15	15 – 40	2 – 5
0 – 15 15 – 45	80 – 130	– 60 – 140	200	15	16 – 50	2 – 5
0 – 15 15 – 45	90 – 150	– 70 – 160	228,6	15	18 – 60	2 – 6
0 – 15 15 – 45	100 – 160	– 75 – 175	250	18	20 – 65	2 – 6
0 – 15 15 – 45	120 – 200	– 90 – 210	304,8	20	25 – 80	3 – 7
0 – 15 15 – 45	120 – 200	– 95 – 220	315	24	25 – 80	3 – 8
0 – 15 15 – 45	160 – 250	– 120 – 280	400	30	32 – 100	3 – 10
0 – 15 15 – 45	180 – 300	– 140 – 320	457,2	28	36 – 120	4 – 10
0 – 15 15 – 45	200 – 320	– 150 – 350	500	36	40 – 125	4 – 12

Forma dintelui III

30 35 40	75* – 90 68* – 90 60* – 80	–	88,9	8	10 – 20	2 – 3
30 35 40	85* – 100 75* – 100 65* – 90	–	100	9	10 – 20	2 – 3,5
30 35 40	105* – 125 95* – 125 80* – 110	–	125	10	12 – 25	2 – 4
30 35 40	130* – 150 115* – 150 100* – 135	–	152,4	10	15 – 30	2 – 4
30 35 40	135* – 160 120* – 160 105* – 145	–	160	12	16 – 32	2 – 5

Tabelul 14.31 (continuare)

β_m	R_m		d_0	h_{ae}	b	m_{nm}
	Recomandat	Admis				
30 35 40	160* — 190 140* — 190 125* — 170	—	190,5	15	20 — 40	3 — 6
30 35 40	170* — 200 150* — 200 130* — 180	—	200	15	20 — 40	3 — 6
30 35 40	190* — 230 170* — 230 150* — 200	—	228,6	15	25 — 50	3 — 6
30 35 40	210* — 250 190* — 250 160* — 225	—	250	18	25 — 50	3 — 7
30 35 40	260* — 305 230* — 305 200* — 270	—	304,8	20	32 — 65	3 — 8
30 35 40	270* — 315 235* — 315 205* — 280	—	315	24	32 — 65	3 — 8
30 35 40	340* — 400 300* — 400 260* — 360	—	400	30	40 — 80	3 — 12
30 35 40	390* — 460 340* — 460 300* — 410	—	457,2	28	50 — 100	4 — 12
30 35 40	420* — 500 370* — 500 330* — 450	—	500	36	50 — 100	4 — 15

Notă. 1. Pentru valorile lui R_m notate cu „*" și unghiul conului de divizare $\delta > 5°$ trebuie să se verifice așchierea secundară (v. fig. 14.26).

2. Diametrul capului de frezat pentru roți dințate forma I pentru unghiuri de înclinare $\beta_m = 40 \ldots 50$ se determină din fig. 14.28.

3. Lungimea mediană a generatoarei de divizare admisă pentru diametrul capului de frezat dat la roți dințate forma II poate fi precizat comparînd indicațiile din tabel cu graficul din fig. 14.28.

4. Diametrul capului de frezat pentru roți dințate forma III pentru $z_p > 70$ și $\beta_m = 10 \ldots 30°$ se determină așa încît să satisfacă egalitățile:

$$d_0 = 2 R_m \sin \beta_m (1 \pm 0{,}002 z_p \cos \beta_m);$$

$$d_0 = (5 \ldots 10) b$$

5. Tabelul este întocmit din condiția prelucrării roții prin metodele: bilaterală și rotație. Pentru prelucrarea roții prin metoda unilaterală ($m_{nm} \geq 2$ mm) mărimea R_m poate fi mărită sau micșorată cu pînă la 25%.

Tabelul 14.32

Coeficientul deplasării radiale de profil pentru roți dințate conice ortogonale

Σ_m	z_1	Coeficientul deplasării radiale de profil x_{r1} pentru raportul de transmitere $u(x_{r2} = -x_{r1})$:											
		1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4	5,0	≥6,3
0 — 15°	12	—	—	—	—	—	—	—	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
	13	—	—	—	—	—	—	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
	14	—	—	—	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
	15	—	—	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
	16	0,00	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
	18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
	20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
	25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
	30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
	40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28
15° — 29°	10($\beta_m \geq 28°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,49	0,52	0,53	0,54
	11($\beta_m \geq 25°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,48	0,49	0,51	0,52
	12($\beta_m \geq 20°$)	—	—	—	—	—	—	—	0,42	0,46	0,48	0,49	0,50
	13	—	—	—	—	—	0,33	0,37	0,40	0,43	0,45	0,47	0,48
	14	—	—	—	0,21	0,26	0,32	0,36	0,39	0,42	0,44	0,45	0,46
	15	—	—	0,14	0,20	0,25	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,43
	16	—	0,07	0,14	0,20	0,24	0,29	0,32	0,35	0,38	0,40	0,41	0,42
	17	0,00	0,06	0,13	0,19	0,23	0,28	0,31	0,34	0,37	0,39	0,40	0,41
	18	0,00	0,06	0,12	0,18	0,22	0,27	0,30	0,33	0,36	0,38	0,39	0,39
	20	0,00	0,05	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,29	0,33	0,35	0,36	0,36
	25	0,00	0,05	0,10	0,14	0,18	0,20	0,23	0,25	0,28	0,30	0,31	0,32
	30	0,00	0,04	0,08	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,25	0,26	0,27	0,27
	40	0,00	0,03	0,05	0,08	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,20	0,21	0,22
29° — 45°	6($\beta_m \geq 42°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,70
	7($\beta_m \geq 40°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,65	0,66
	8($\beta_m \geq 38°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,51	0,53	0,54
	9($\beta_m \geq 35°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,46	0,49	0,50	0,52
	10($\beta_m \geq 32°$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,44	0,47	0,47	0,48
	11	—	—	—	—	—	—	—	0,38	0,41	0,44	0,45	0,45
	12	—	—	—	—	—	—	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42	0,43
	13	—	—	—	—	—	0,27	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40	0,41
	14	—	—	—	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38	0,38
	15	—	—	0,12	0,17	0,22	0,25	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36	0,37
	16	—	0,06	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35	0,35
	18	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,33
	20	0,00	0,05	0,09	0,13	0,17	0,20	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29	0,30
	25	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25	0,26
	30	0,00	0,03	0,07	0,09	0,11	0,15	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22	0,23
	40	0,00	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18

Tabelul 14.33

Decalarea vîrfurilor cuțitelor capetelor de frezat (după GOST 11902-77)

Modulul normal median m_{sm}, mm	Varianta I			Varianta II		Varianta III	
	x_{t1}	W_2	δh_f *	x_{t1}	W_2	x_{t1}	W_2
1,25	0,00	0,80	0,036	—	—	—	—
1,5	0,00	1,00	−0,010	—	—	—	—
2	0,00	1,3	0,030	0,04	1,4	0,14	1,6
2,5	0,00	1,6	0,072	0,06	1,8	0,14	2,0
3	0,00	2,0	−0,024	0,07	2,2	0,20	2,6
4	0,00	2,6	0,060	0,04	2,8	0,14	3,2
5	0,00	3,2	0,143	0,06	3,6	0,14	4,0
6	0,00	4,0	−0,047	0,10	4,6	0,20	5,2
8	0,00	5,2	0,120	0,09	6,0	0,15	6,5
10	0,00	6,5	0,150	0,04	7,0	0,14	8,0
12	0,00	8,0	−0,095	0,09	9,0	0,17	10,0
16	0,00	10,0	0,789	0,09	12,0	0,15	13,0

* δh_f — corecția la înălțimea piciorului dintelui calculată pentru $x_{t1} = 0$ și roata prelucrată prin metoda bilaterală.

Tabelul 14.34

Raza de racordare la vîrful cuțitelor de finisare ρ_{k0} funcție de decalajul cuțitelor (după GOST 11902-77)

W	ρ_{k0}	W	ρ_{k0}
0,6 – 0,8	0,2	3,6 – 4,6	1,5
0,9 – 1,1	0,4	5,2 – 6,5	2,3
1,3 – 1,6	0,5	7,0 – 9,0	2,8
1,8 – 2,2	0,8	10,0 – 13,0	4,2
2,6 – 3,2	1,1	14,0 – 18,0	5,6

Tabelul 14.35

Coeficientul unghiului capului dintelui ($\Sigma = 90°$; $\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $0{,}3 \leqslant R_m/d_0 \leqslant 0{,}7$)

β_m	z_1	$\frac{K_{\alpha 1}}{K_{\alpha 2}}$ pentru raportul de transmitere u: 1–1,25	1,25–1,6	1,6–2,5	2,5–4	>4
0–15°	12–13	–	–	–	0,70 / 0,95	0,65 / 0,95
	14–15	–	0,75 / 0,85	0,75 / 0,90	0,75 / 0,95	0,70 / 0,95
	16–19	0,80 / 0,80	0,80 / 0,85	0,80 / 0,95	0,75 / 0,95	0,75 / 1,00
	20–24	0,85 / 0,85	0,80 / 0,85	0,80 / 0,95	0,80 / 0,95	0,80 / 1,00
	25–29	0,85 / 0,85	0,85 / 0,90	0,85 / 0,95	0,85 / 0,95	0,80 / 1,00
	30–40	0,90 / 0,90	0,85 / 0,90	0,85 / 0,95	0,85 / 0,95	0,85 / 1,00
	>40	0,90 / 0,90	0,90 / 0,95	0,85 / 0,95	0,85 / 0,95	0,85 / 1,00
15–29°	10–11	–	–	–	0,75 / 0,95	0,75 / 1,00
	12–13	–	–	0,80 / 0,90	0,80 / 0,95	0,75 / 1,00
	14–15	–	0,85 / 0,90	0,80 / 0,90	0,80 / 0,95	0,80 / 1,00
	16–19	0,85 / 0,85	0,85 / 0,90	0,85 / 0,95	0,85 / 0,95	0,85 / 1,00
	20–24	0,90 / 0,90	0,85 / 0,90	0,85 / 0,95	0,85 / 0,95	0,85 / 1,00
15–29°	25–29	0,90 / 0,90	0,90 / 0,90	0,90 / 0,95	0,90 / 0,95	0,90 / 1,00
	30–40	0,90 / 0,90	0,90 / 0,95	0,90 / 0,95	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
	>40	0,95 / 0,95	0,95 / 0,95	0,90 / 0,95	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
29–45°	6–9	–	–	–	–	0,75 / 1,00
	10–11	–	–	–	0,80 / 1,00	0,80 / 1,00
	12–13	–	–	0,90 / 1,00	0,85 / 1,00	0,85 / 1,00
	14–15	–	0,90 / 0,90	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,85 / 1,00
	16–17	0,90 / 0,90	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
	18–19	0,90 / 0,90	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
	20–24	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
	25–30	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00
	>30	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00

Tabelul 14.36

Calculul geometric al angrenajelor conice cu dinți în arc de cerc SARATOV
(dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul sau tabelul de lucru	Valori numerice		
		Exemplul		
		1	2	3
Date inițiale				
Numărul de dinți $z_{1(2)}$	—	20; 50	17; 34	18; 58
Modulul normal median (de calcul) m_{nm}	Tabelul 14.4	—	3	—
Modulul frontal exterior m_{te}	Tabelul 14.4	10	—	5
Unghiul de înclinare a dintelui median (de calcul) β'_m	—	35°	35°	40°
Sensul înclinării liniei dintelui	—	Stînga/Dreapta	Stînga/Dreapta	Stînga/Dreapta
Unghiul dintre axe Σ	—	90°	90°	90°
Profilul de referință normal median: $\alpha_n - h_a^* - c^*$	Fig. 14.27	20° – 1 – 0,25	20° – 1 – 0,25	20° – 1 – 0,25
Metoda de prelucrare a roții dințate	—	Bilaterală	Bilaterală	Bilaterală
Calculul parametrilor roții plane				
Numărul de dinți al roții plane z_p	$z_p = \frac{1}{\sin \Sigma} \sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1 z_2 \cos \Sigma}$	53,8516	38,0131	60,7289
Lungimea mediană a generatoarei de divizare (pentru m_{nm} dat) R_m	$R_m = m_{nm} \cdot z_p/(2 \cos \beta'_m)$	—	69,6083	—
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare (pentru m_{te} dat) R_e	$R_e = m_{te} z_p/2$	269,2580	—	151,8222
Alegerea formei dintelui		I	II	III

Lățimea danturii b	Pentru forma I și II: $b \leqslant 0{,}35\ R_m$ sau $b \leqslant 0{,}3\ R_e$ și $b \leqslant 14\ m_{nm}$ sau $b \leqslant 10\ m_{te}$ Pentru roți orice modul cu $\beta'_m < 20°$, roți dințate cu $m_{nm} \leqslant 2$ mm și roți cu forma III: $b \leqslant 0{,}3\ R_m$ sau $b \leqslant 0{,}25\ R_e$ și $b \leqslant 12\ m_{nm}$ sau $b \leqslant 8\ m_{te}$	75	22	32
Distanța de la secțiunea frontală la secțiunea de calcul l_e	$l_e = (0{,}4 \ldots 0{,}6)\ b$ Valoarea recomandată: $l_e = 0{,}5\ b$	37,5	11	16
Lungimea mediană a generatoarei de divizare (pentru m_{te} dat) R_m	$R_m = R_e - l_e$	231,7580	—	135,8222
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare (pentru m_{nm} dat) R_e	$R_e = R_m + l_e$	—	80,6083	—
Lungimea interioară a generatoarei de divizare R_i	$R_i = R_e - b$	194,2580	58,6083	119,8222
Diametrul nominal al capului de frezat d_0	Tabelul 14.31	400	125	160
Verificarea alegerii corecte a formei dintelui	Fig. 14.28 și 14.29	Alegere corectă	Alegere corectă	Alegere corectă
Raportul de transmitere u	$u = z_2/z_1$	2,5	2	3,222
Unghiul conului de divizare $\delta_{1(2)}$	$\operatorname{tg} \delta_1 = \dfrac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$; $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	21°48′ 68°12′	26°34′ 63°26′	17°14′ 72°46′
Verificarea așchierii secundare la roata conică	v. fig. 14.26	Așchierea secundară lipsește	Așchierea secundară lipsește	Degroșarea se face prin pătrundere. La finisare nu apare așchiere secundară
Coeficientul deplasării radiale de profil $x_{r1(2)}$	x_{r1} — v. tabelul 14.32; $x_{r2} = -x_{r1}$	0,26; −0,26	0,31; −0,31	0,30; −0,30
Coeficientul deplasării tangențiale de profil $x_{t1(2)}$	$x_{t1} \approx 0{,}01u + 0{,}00267\ \beta'_m$; β'_m în grade și $u \geqslant 2{,}5$. Pentru $u < 2{,}5$, $x_{t1} = 0$; $x_{t2} = -x_{t1}$	0,12; −0,12	0	0,14; −0,14

Tabelul 14.36 (continuare)

Elementul geometric		Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2	Exemplul 3
Decalarea vîrfurilor cuțitelor capului de frezat pentru finisarea roții prin metoda bilaterală W'_2	Calculul pentru m_{nm} dat	$W'_2 = m_{nm}[0{,}5\pi - 2(h^*_a + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1}]$ Pentru $x_{t1} = 0$ trebuie ca $0{,}06\ m_{nm} \geq W'_2 - W_2 \geq -0{,}02\ m_{nm}$ (a) W_2 – v. tabelul 14.33 Pentru $x_{t1} \neq 0$ trebuie ca $0{,}05\ m_{nm} \geq W'_2 - W_2 \geq -0{,}05\ m_{nm}$ (b) Se determină o nouă valoare pentru x_{t1} cu relația $x_{t1} = W_2/m_{nm} - 0{,}5\pi + 2(h^*_a + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n$ Dacă condițiile a) și b) nu se îndeplinesc, se determină o nouă valoare pentru m_{nm} cu relația $m_{nm} = \dfrac{W_2}{0{,}5\pi - 2(h^*_a + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1}}$ și se reia calculul cu mărimea R_m	–	$W'_2 = 1{,}9826$ Se adoptă $W_2 = 2{,}00$ Se verifică $0{,}18 > -0{,}0174$ $> -0{,}06$	–
Corecția la înălțimea piciorului dinților δh_f		$\delta h_f = 0{,}5(W'_2 - W_2)\operatorname{ctg}\alpha_n$	–	$-0{,}024$	–
Modulul frontal exterior m_{te}		$m_{te} = 2R_e/z_p$	–	4,2411	–
Decalarea vîrfurilor cuțitelor de finisare ale capului de frezat pentru finisarea roții prin metoda bilaterală W'_2		$W'_2 = (m_{te} - k_1 b/z_p)[0{,}5\pi - 2(h^*_a + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1}]\cos\beta'_m$, unde $k_1 = 2l_c/b$ Din tabelul 14.33 se adoptă W_2	Pentru $k_1 = 1$ $W'_2 = 5{,}505$ Se adoptă $W_2 = 5{,}2$	–	Pentru $k_1 = 1$ $W'_2 = 2{,}744$
Modulul normal de calcul (median) m_{nm}		$m_{nm} = (m_{te} - k_1 b/z_p)\cos\beta'_m$	7,0507	–	3,4265
Coeficientul deplasării tangențiale de profil $x_{t1(2)}$ corespunzător decalajului W'_2		$x_{t1} = W_n/m_{nm} - 0{,}5\pi + 2(h^*_a + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n$ $x_{t2} = -x_{t1}$	0,0766 $-0{,}0766$	–	m_{nm} 3,5 W_n 2,8 x_{t1} 0,11

Unghiul de înclinare median (valoare exactă) β_m	Calculul pentru m_{te} dat	$\cos\beta_m = \dfrac{m_{nm}}{m_{te} - k_1 b/z_p}$	35°	...	38°30'49''
Lungimea mediană a generatoarei de divizare R_m		$R_m = m_{nm} z_p/(2\cos\beta_m)$	231,7588	—	135,8222
Distanța l_e de la secțiunea frontală la secțiunea de calcul		$l_e = R_e - R_m$	37,4992 ≈ 37,5	—	—
Unghiul de înclinare al dintelui în punctul interior β_i		$\sin\beta_i = \dfrac{R_m}{R_i}\sin\beta_m + \left(\dfrac{R_i}{R_m} - \dfrac{R_m}{R_i}\right)\dfrac{R_m}{d_0}$	29°15'1''	29°14'15''	29°30'17''
Calculul parametrilor roților dințate					
Înălțimea piciorului dintelui în secțiunea de calcul $h_{f1(2)}$		$h_{f1(2)} = [h_a^* + c^* - x_{r1(2)}]\, m_{nm} + \delta h_f$	6,9300 10,5700	2,7960 4,6560	3,3250 5,4250
Grosimea normală a dintelui în secțiunea de calcul $s_{n1(2)}$		$s_{n1} = (0{,}5\pi + 2x_{r1}\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1})\, m_{nm}$ $s_{n2} = \pi m_{nm} - s_{n1}$	12,8804 9,1107	5,3893 4,0354	6,7521 4,2434
Suma unghiurilor piciorului dintelui pinionului și roții (numai pentru forma II) $\theta_{f\Sigma}$		a) Pentru $\beta_m = 0$, $\theta_{f\Sigma} = \dfrac{10\,800}{z_p \operatorname{tg}\alpha_n}$ (în minute); b) Pentru $\beta_m \neq 0$, $\theta_{f\Sigma} = \dfrac{K}{\sin\beta_m}$ (în minute), unde $K = \dfrac{10\,800\operatorname{tg}\beta_m}{z_p \operatorname{tg}\alpha_n}\left(1 - \dfrac{2R_m\sin\beta_m}{d_0}\right)$ Valori admise pentru $K = 0 \ldots 500$. Pentru $K > 500$ se micșorează d_0 sau se trece la forma I. Pentru $K \leqslant 0$ se mărește d_0 sau se trece la forma III	—	$K = 197{,}42$ $\theta_{f\Sigma} = 344'$	—

Tabelul 14.30 (continuare)

Elementul geometric		Formula de calcul	Exemplul		
			1	2	3
Unghiul piciorului dintelui $\theta_{f1(2)}$	Forma I	$\operatorname{tg} \theta_{f1(2)}^{\Delta} = h_{f1(2)}/R_m$	1°43′ 2°37′	—	—
	Forma II	$\theta_{f1} = \theta_{f\Sigma} \frac{s_{n2}}{m_{nm}\pi}$; $\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$	—	3°41′ 2°03′	—
	Forma III	$\theta_{f1(2)} = 0$	—	—	0
Unghiul capului dintelui $\theta_{a1(2)}$	Forma I	$\theta_{a1(2)} = \theta_{f2(1)}$	2°37′ 1°43′	—	—
	Forma II	$\theta_{a1(2)} = K_{a1(2)}\theta_{f2(1)}$; $K_{a1(2)}$ — tabelul 14.35	—	$K_{a1} = 0{,}90$; $K_{a2} = 1{,}00$ 1°51′ 2°3′	—
	Forma III	$\theta_{a1(2)} = 0$	—	—	0
Mărimea înălțimii capului dintelui prin trecerea de la secțiunea de calcul la capul exterior $\Delta h_{fe1(2)}$	Forma I și II	$\Delta h_{ae1(2)} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1(2)}$	1,7138 1,1239	0,3553 0,3937	—
	Forma III	$\Delta h_{ae1(2)} = 0$	—	—	0
Mărimea înălțimii piciorului dintelui prin trecerea de la secțiunea de calcul la capul exterior $\Delta h_{fe1(2)}$	Forma I și II	$\Delta h_{fe1(2)} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1(2)}$	1,1239 1,7138	0,7081 0,3937	—
	Forma III	$\Delta h_{fe1(2)} = 0$	—	—	0
Micșorarea înălțimii capului dintelui în secțiunea de calcul $\delta h_{a1(2)}$	Forma II	$\delta h_{a1(2)} = (b - l_e)[\operatorname{tg} \theta_{f2(1)} - \operatorname{tg} \theta_{a1(2)}]$	—	0,0384 0,3144	—
	Forma I și III	$\delta h_{a1(2)} = 0$	0	—	0
Înălțimea capului dintelui în secțiunea de calcul $h_{a1(2)}$		$h_{a1(2)} = [h_a + x_{r1(2)}] m_{nm} - \delta h_{a1(2)}$	8,8200 5,1800	3,8916 1,7556	4,5500 2,4500

Înălțimea exterioară a capului dintelui $h_{ae1(2)}$	$h_{ae1(2)} = h_{a1(2)} + \Delta h_{ae1(2)}$	10,5118 0,3049	4,3469 2,1493	4,5500 2,4500
Înălțimea exterioară a piciorului dintelui $h_{fe1(2)}$	$h_{fe1(2)} = h_{f1(2)} + \Delta h_{fe1(2)}$	8,0539 12,2838	3,5041 5,0497	3,3250 5,4250
Înălțimea exterioară a dintelui $h_{e1(2)}$	$h_{e1(2)} = h_{ae1(2)} + h_{fe1(2)}$	18,5877 18,5877	7,7510 7,1990	7,8750 7,8750
Unghiul conului de cap $\delta_{a1(2)}$	$\delta_{a1(2)} = \delta_{1(2)} + \theta_{a1(2)}$	24°25′ 69°55′	28°25′ 65°29′	17°14′ 72°46′
Unghiul conului de picior $\delta_{f1(2)}$	$\delta_{f1(2)} = \delta_{1(2)} - \theta_{f1(2)}$	20°05′ 65°35′	22°53′ 61°23′	17°14′ 72°46′
Diametrul de divizare median $d_{m1(2)}$	$d_{m1(2)} = m_{nm} z_{1(2)} / \cos \beta_m$	172,1457 430,3643	62,2595 124,5190	80,5152 259,4381
Diametrul de divizare exterior $d_{e1(2)}$	$d_{e1(2)} = m_{te} \cdot z_{1(2)}$	200 500	72,0987 144,1974	90,0000 290,0000
Diametrul cercului de cap exterior $d_{ae1(2)}$	$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2h_{ae1(2)} \cdot \cos \delta_{1(2)}$	219,5610 504,6821	79,6957 146,1199	98,6914 291,4517
Înălțimea exterioară a conului de cap $H_{ae1(2)}$	$H_{ae1(2)} = R_e \cos \delta_{1(2)} - h_{ae1(2)} \sin \delta_{1(2)}$	246,088 94,147	70,199 34,127	143,652 42,660
Înălțimea interioară a conului de cap $H_{ai1(2)}$	$H_{ai1(2)} = H_{ae1(2)} - b \cos \delta_{1(2)}$	176,451 66,294	50,521 24,287	113,088 33,179
Dimensiunile nominale de control				
Coarda constantă a dintelui în secțiunea de calcul $\bar{s}_{c1(2)}$	$\bar{s}_{c1(2)} = s_{n1(2)} \cdot \cos^2 \alpha_n$	11,3737 8,0450	4,7588 3,5634	5,9622 3,7470
Înălțimea la coarda constantă $\bar{h}_{c1(2)}$	$\bar{h}_{c1(2)} = h_{a1(2)} - 0{,}25\, s_{n1(2)} \sin 2\alpha_n$	6,7502 3,7159	3,0256 1,1071	3,4649 1,7681
Roți dințate cilindrice analoge (înlocuitoare)				
Numărul de dinți în secțiune frontală $z_{vt1(2)}$	$z_{vt1(2)} = \dfrac{z_{1(2)}}{\cos \delta_{1(2)}}$	21,5404 134,6374	19,0068 76,0220	18,8461 195,7715
Diametrul de divizare frontal mediu $d_{vt1(2)}$	$d_{vt1(2)} = \dfrac{z_{vt1(2)} m_{mn}}{\cos \beta_m}$	185,4044 1 158,8627	69,6091 278,4172	84,3000 875,7000

Tabelul 14.30 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2	Exemplul 3
Unghiul frontal al profilului dintelui în secțiunea interioară α_{ti}	$\operatorname{tg} \alpha_{ti} = \dfrac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_i}$	22°39′	22°39′	22°42′
Înălțimea interioară a capului dintelui $h_{ai1(2)}$	$h_{ai1(2)} = h_{ae1(2)} - b \operatorname{tg} \theta_{a1(2)}$	7,1062 4,0561	3,5363 1,3618	4,550 2,4500
Înălțimea interioară a piciorului dintelui $h_{fi1(2)}$	$h_{fi1(2)} = h_{f1(2)} - b \operatorname{tg} \theta_{f1(2)}$	5,8061 8,8562	2,0879 4,2622	3,3250 5,4250
Diametrul de divizare interior $d_{vti1(2)}$	$d_{vti1(2)} = d_{vt1(2)} R_i / R_m$	155,4047 971,3509	58,6090 234,4179	74,3694 772,5416
Diametrul cercului de vîrf al dintelui în secțiunea interioară $d_{avti1(2)}$	$d_{avti1(2)} = d_{vti1(2)} + 2h_{ai1(2)}$	169,6171 979,4631	65,6816 237,1433	83,4694 777,4416
Unghiul profilului pe cercul capului interior $\alpha_{tai1(2)}$	$\cos \alpha_{tai1(2)} = \dfrac{d_{vti1(2)}}{d_{avti1(2)}} \cdot \cos \alpha_{ti}$	32°16′ 23°46′	34°34′ 24°11′	34°43′ 23°33′
Unghiul interior de înclinare a dintelui pe suprafața de vîrf $\beta_{nai1(2)}$	$\operatorname{tg} \beta_{nai1(2)} = \dfrac{d_{avti1(2)}}{d_{vti1(2)}} \cdot \operatorname{tg} \beta_i$	31°26′ 29°27′	32°7′ 29°32′	32°25′ 29°40′
Unghiul frontal al profilului dintelui în secțiunea medie α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \dfrac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m}$	24°7′	23°57′	24°57′
Grosimea circulară interioară a dintelui pinionului s_{ti1}	Pentru metoda de prelucrare bilaterală $s_{ti1} = \dfrac{W_2 + 2h_{fi2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_t}$ Pentru metoda de prelucrare unilaterală $s_{ti1} = \dfrac{s_{n1}}{\cos \beta_m} \cdot \dfrac{R_i}{R_m}$	13,3488 —	5,8485 —	7,7548 —
Grosimea circulară interioară a dintelui roții s_{ti2}	$s_{ti2} = \dfrac{\pi \cdot m_{nm}}{\cos \beta_m} \cdot \dfrac{R_i}{R_m} - s_{ti1}$	9,3164	3,8388	4,6424

Verificarea calităților geometrice ale angrenajului

Înălțimea interioară maximă a piciorului dintelui ce limitează subtăierea h'_{fi1}	$h'_{fi1(2)} = R_i \cdot \mathrm{tg}\,\delta_{1(2)} \cdot \sin^2 \alpha_{ti} + \rho_{k0}(1 - \sin \alpha_n)$ ρ_{k0} — tabelul 14.34 Pentru $h'_{fi1(2)} \geqslant h_{fi1(2)}$ subtăierea lipsește	ρ_{k0} 2,3 h'_{fi1} 13,0362 > 5,8061 h'_{fi2} = 73,5410 > 8,8562	ρ_{k0} 0,8 h'_{fi1} 4,8726 > 2,0879 h'_{fi2} 17,9088 > 4,2022	ρ_{k0} 1,1 h'_{fi1} 6,2617 > 3,3250 h'_{fi2} 58,2221 > 5,4250
Grosimea normală interioară a dintelui pe suprafața de cap $s^*_{nai1(2)}$	$s^*_{nai1(2)} = \frac{d_{avti1(2)}}{m_{nm}} \left[\frac{s_{ti1(2)}}{d_{vti1(2)}} + \mathrm{inv}\,\alpha_{ti} - \mathrm{inv}\,\alpha_{tai1(2)} \right] \cos \beta_{ai1(2)}$ Trebuia ca: $s^*_{nai1(2)} \geqslant 0,3$. Pentru $s^*_{nai1(2)} < 0,3$ capul dintelui se prelucrează la unghiul $\mathrm{tg}\,\delta'_a = h_{a1(2)}/R_m$ (v. fig. 14.30)	0,8141 > 0,3 0,7266 > 0,3	0,6687 > 0,3 0,7808 > 0,3	0,8112 > 0,3 0,6512 > 0,3
Gradul de acoperire frontal ε_α	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c$ $\varepsilon_a = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \times \sqrt{\left(\frac{z_{vt1}}{2} + \frac{h_{a1} \cos \beta_m}{m_{nm}}\right)^2 - \left(\frac{z_{vt1}}{2} \cos \alpha_t\right)^2}$ $\varepsilon_b = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \times \sqrt{\left(\frac{z_{vt2}}{2} + \frac{h_{a2} \cos \beta_m}{m_{nm}}\right)^2 - \left(\frac{z_{vt2}}{2} \cos \alpha_t\right)^2}$ $\varepsilon_c = \frac{z_{vt1} + z_{vt2}}{2\pi} \cdot \mathrm{tg}\,\alpha_t$	1,2411 2,2732 10,0955 11,1275	1,1513 2,0958 5,7734 6,7179	1,1626 2,1067 14,9475 15,8916
Gradul de acoperire axial ε_β	$\varepsilon_\beta \approx \frac{b \sin \beta_m}{\pi m_{nm}}$	1,9845	1,3389	1,8122
Gradul de acoperire total ε_γ	Pentru angrenaje cu pată de contact localizată $\varepsilon_\gamma = \sqrt{\varepsilon_\alpha^2 + \varepsilon_\beta^2}$	2,3406	1,7658	2,1531

14.1.2.3. **Geometria angrenajelor conice cu dinți curbi OERLIKON.** Angrenajele conice cu dinți curbi Oerlikon au înălțimea dinților constantă și se prelucrează prin procedeul divizării continue; curba longitudinală a dintelui este o epicicloidă alungită. Angrenajele se execută cu contact localizat pe lungimea dinților.

Elementele care definesc, din punct de vedere geometric, angrenajul sînt aceleași ca la angrenajele conice cu dinți în arc de cerc Saratov, cu următoarele precizări: valorile standardizate pentru modul sînt cele pentru modulul frontal exterior; unghiul de înclinare mediu admis este de 30—45°; — profilul de referință este definit în secțiunea de calcul (locul de localizare al petei de contact); — prelucrarea se face numai cu cap bilateral.

*Calculul geometric** al angrenajelor conice cu dinți curbi Oerlikon este dat în tabelul 14.37. Elementele geometrice ale roților conice se dau în fig. 14.31, *c*.

Tabelul 14.37

Calculul geometric al angrenajelor conice cu dinți curbi OERLIKON
(dimensiuni liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul sau tabelul de lucru	Exemplul 1	Exemplul 2
Date inițiale			
Numărul de dinți $z_{1(2)}$	—	19; 47	11; 43
Modulul frontal exterior m_{te}	Tabelul 14.4	3	8
Unghiul de înclinare în secțiunea de calcul (aproximativ) β'	—	36°	35°
Sensul înclinării liniei dintelui	—	Stînga/dreapta	Stînga/dreapta
Unghiul dintre axe Σ	—	90°	90°
Profilul de referință normal în secțiunea de calcul $\alpha_n - h_a^* - c^*$	—	20° — 1 — 0,25	20° — 1 — 0,25
Calculul parametrilor transmisiei și alegerea capului de frezat			
Numărul de dinți al roții plane z_p	$z_p = \frac{1}{\sin \Sigma} \times \times \sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1 z_2 \cdot \cos \Sigma}$	50,695167	44,384682
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare R_e	$R_e = 0{,}5\, m_{te} z_p$	76,0427	177,5387
Lățimea danturii b	$b = (0{,}25 \ldots 0{,}33) R_e$; recomandat $b \approx 0{,}285\, R_e$	22	50

* La proiectare trebuie ținut seama de dotarea executantului.

Tabelul 14.37 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2
Lungimea de calcul a generatoarei de divizare R	$R = R_e - 0{,}415\ b$	66,9127	156,7887
Lungimea mediană a generatoarei de divizare R_m	$R_m = R_e - 0{,}5\ b$	65,0427	152,5387
Lungimea interioară a generatoarei de divizare R_i	$R_i = R_e - b$	54,0427	127,5387
Raportul de transmitere u	$u = z_2/z_1$	2,4736	3,9091
Unghiul conului de divizare $\delta_{1(2)}$	$\operatorname{tg}\delta_1 = \dfrac{\sin\Sigma}{u+\cos\Sigma}$; $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	22°0′ 68°0′	14°21′ 75°39′
Alegerea tipului capului de frezat	Fig. 14.32 — r_θ; tabelul 14.38-EN $z_\theta - r_\theta$	EN 3-39	EN 5-88
Alegerea tipului de cuțite	Fig. 14.33 — tipul; tabelul 14.38-EN r_0/tip	EN 39/2	EN 88/3
Modulul normal m_n în punctul de calcul	$m_n = 2\sqrt{\dfrac{R^2 - r_w^2}{z_p^2 - z_0^2}}$, r_w^2 — tabelul 14.38	2,1443	5,8458
Verificarea încadrării modulului în limitele admise	Tabelul 14.38	Se încadrează	Se încadrează
Unghiul de înclinare în secțiunea de calcul (valoare precisă) β	$\cos\beta = m_n z_p/(2R)$	35°40′45″	34°9′51″
Înălțimea dintelui h	$h = (2h_a^* + c^*)\,m_n$	4,8246	13,1530
Înălțimea de frezare maximă a dinților roții conice h'	Fig. 14.34, funcție de δ_2 și C	$C=0°$, $h'=7{,}95$ $C=1{,}5°$; $h'=9{,}17$ $C=3°$, $h'=10{,}12$	$C=0°$, $h'=13{,}10$ $C=1{,}5°$, $h'=16{,}00$ $C=3°$, $h'=19{,}13$
Verificarea așchierii secundare la roata conică și adoptarea unghiului de înclinare a capului	$h < h'$; C	$4{,}8246 < 7{,}95$ pentru $C = 0°$	$13{,}1530 < 16{,}00$ pentru $C = 1{,}5°$
Valori auxiliare pentru calculul unghiurilor de înclinare median și interior $\psi_{m(i)}$	$E_x = 0{,}5\ m_n(z_p + z_0)$ $E_b = 0{,}5\ m_n z_\theta$ $\cos\psi_{m(i)} = \dfrac{R_{m(i)}^2 + E_x^2 - r_\theta^2 - E_b^2}{2R_{m(i)}E_x}$	$E_x = 57{,}5692$ $E_b = 3{,}2164$ 36°35′5″ 40°53′46″	$E_x = 144{,}3465$ $E_b = 14{,}6145$ 34°49′58″ 37°40′10″
Unghiurile de înclinare de divizare median și interior $\beta_{m(i)}$	$\operatorname{tg}\beta_{m(i)} = \dfrac{\dfrac{R_{m(i)}}{E_x}\left(1+\dfrac{z_\theta}{z_p}\right) - \cos\psi_{m(i)}}{\sin\psi_{m(i)}}$	33°26′50″ 20°0′31″	31°51′35″ 17°24′11″

Tabelul 14.37 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2
Modulul normal median și interior $m_{nm(i)}$	$m_{nm(i)} = \dfrac{2R_{m(i)} \cos \beta_{m(i)}}{z_p}$	2,1410; 2,0034	5,8379; 5,4839
Coeficientul deplasării radiale de profil $x_{r1(2)}$	x_{r1} — v. tabelul 14.32; $x_{r2} = -x_{r1}$	0,27; −0,27	0,44; −0,44
Coeficientul deplasării tangențiale de profil $x_{t1(2)}$	$x_{t1} \approx \left(\dfrac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} - 1\right) \dfrac{1}{50}$; $x_{t2} = -x_{t1}$	0,03; −0,03	0,06; −0,06
Calculul parametrilor roților dințate			
Înălțimea capului dintelui $h_{a1(2)}$	$h_{a1(2)} = [h_a^* + x_{r1(2)}] m_n$	2,7232; 1,5653	8,4179; 3,2736
Înălțimea piciorului dintelui $h_{f1(2)}$	$h_{f1(2)} = [h_a^* + c^* - x_{r1(2)}] m_n$	2,1014; 3,2593	4,7351; 9,8794
Înălțimea dintelui h	$h = h_{a1(2)} + h_{f1(2)}$	4,8246	13,1530
Grosimea normală a dintelui în secțiunea de calcul $s_{n1(2)}$	$s_{n1} = (0{,}5\pi + 2x_{r1} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{t1}) m_n$; $s_{n2} = \pi m_n - s_{n1}$	3,8540; 2,8825	11,4056; 6,9595
Unghiul conului de cap $\delta_{a1(2)}$	$\delta_{a1(2)} = \delta_{1(2)}$	22°0′; 68°0′	14°21′; 75°39′
Unghiul conului de picior $\delta_{f1(2)}$	$\delta_{f1(2)} = \delta_{1(2)}$	22°0′; 58°0′	14°21′; 75°39′
Diametrul de divizare exterior $d_{e1(2)}$	$d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}$	57; 141	88; 344
Diametrul cercului de cap exterior $d_{ae1(2)}$	$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2h_{a1(2)} \cos \delta_{1(2)}$	62,0498; 142,1727	104,3105; 345,6226
Înălțimea exterioară a conului de cap $H_{ae1(2)}$	$H_{ae1(2)} = R_e \cos \delta_{1(2)} - h_{a1(2)} \sin \delta_{1(2)}$	69,4854; 27,0347	169,9131; 40,8306
Înălțimea interioară a conului de cap $H_{ai1(2)}$	$H_{ai1(2)} = H_{ae1(2)} - b \cos \delta_{1(2)}$	49,0873; −18,7933	121,4731; 28,4383
Dimensiunile nominale de control			
Coarda constantă a dintelui în secțiunea de calcul $\bar{s}_{c1(2)}$	$\bar{s}_{c1(2)} = s_{n1(2)} \cos^2 \alpha_n$	3,4031; 2,5453	10,0714; 6,1454
Înălțimea la coarda constantă $\bar{h}_{c1(2)}$	$\bar{h}_{c1(2)} = h_{a1(2)} - 0{,}25 s_{n1(2)} \sin 2\alpha_n$	2,1038; 1,1021	6,5850; 2,1552

Tabelul 14.37 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2
Roți dințate cilindrice analoge (înlocuitoare)			
Numărul de dinți în secțiune frontală $z_{tv1(2)}$	$z_{tv1(2)} = z_{1(2)}/\cos\delta_{1(2)}$	20,4921; 125,4649	11,3542; 173,4958
Diametrul de divizare frontal în secțiunea de calcul $d_{tv1(2)}$	$d_{tv1(2)} = z_{tv1(2)}m_n/\cos\beta$	54,0951; 331,2025	80,2173; 1 225,7464
Unghiul frontal al profilului dintelui în secțiunea de calcul α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\beta$	24°8′10″	23°44′37″
Unghiul frontal al profilului dintelui în secțiunea interioară α_{it}	$\operatorname{tg}\alpha_{it} = \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\beta_i$	21°10′26″	20°52′42″
Înălțimea interioară a capului dintelui $h_{ai1(2)}$	$h_{ai1(2)} = h_{a1(2)}$	2,7232; 1,5653	8,4179; 3,2736
Înălțimea interioară a piciorului dintelui $h_{fi1(2)}$	$h_{fi1(2)} = h_{f1(2)}$	2,1014; 3,2593	4,7351; 9,8794
Diametrul de divizare interior $d_{itv1(2)}$	$d_{itv1(2)} = d_{tv1(2)}R_i/R$	43,6904; 267,4989	65,2522; 997,0750
Diametrul cercului de vîrf al dintelui în secțiunea interioară $d_{aitv1(2)}$	$d_{aitv1(2)} = d_{itv1(2)} + 2h_{ai1(2)}$	49,1368; 270,6295	82,0880; 1003,6222
Unghiul profilului pe cercul capului interior $z_{ait1(2)}$	$\cos\alpha_{ait1(2)} = \dfrac{d_{itv1(2)}}{d_{aitv1(2)}}\cos\alpha_{it}$	33°59′; 22°49′	42°2′; 21°50′
Unghiul interior de înclinare a dintelui pe suprafața de vîrf $\beta_{ai1(2)}$	$\operatorname{tg}\beta_{ai1(2)} = \dfrac{d_{aitv1(2)}}{d_{itv1(2)}}\operatorname{tg}\beta_i$	22°16′; 20°13′	21°31′; 17°31′
Grosimea circulară interioară a dintelui $s_{it1(2)}$	$s_{it1(2)} = A/\cos\beta_i$, unde $A = 0{,}5\,m_{ni}\pi + [2x_{r1(2)}\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1(2)}]\,m_n$	3,8660; 2,8321	11,3571; 6,6975

Tabelul 14.37 (continuare

Elementul geometric	Formula de calcul	Exemplul 1	Exemplul 2
Verificarea calităților geometrice ale angrenajului			
Înălțimea interioară maximă a piciorului dintelui pinionului h'_{fi1} ce limitează subtăierea	$h'_{fi1} = \frac{R_i \sin^2 \alpha_n \operatorname{tg} \delta_1}{\cos^2 \beta_i} + \rho_{k0}(1 - \sin \alpha_n)$ ρ_{k0} – tabelul 14.38 Pentru $h'_{fi1} \geq h_{fi1}$ subtăierea la baza dintelui lipsește. Pentru $h'_{fi1} < h_{fi1}$ se repetă calculul cu o nouă valoare pentru coeficientul deplasării radiale date de relația $x_{r1} = (h_{fi1} - h'_{fi1})/m_n$	$\rho_{k0} = 0,70$ $h'_{fi1} = 3,3534 > 2,1014$	$\rho_{k0} = 1,40$ $h'_{fi1} = 5,1123 > 4,7351$
Grosimea normală interioară a dintelui pe suprafața de cap $s^*_{ain1(2)}$	$s^*_{ain1(2)} = \frac{d_{aitv1(2)}}{m_n}\left[\frac{s_{it1(2)}}{d_{itv1(2)}} + \text{inv}\,\alpha_{tt} - \text{inv}\,\alpha_{ait1(2)}\right] \times \cos \beta_{ai1(2)}$ Pentru $s^*_{ain1(2)} < 0,3$ capul dintelui se prelucrează la unghiul $\delta'_a = \delta_1 + \varkappa$, unde $\operatorname{tg} \varkappa = h_{a1}/R_m$, fig. 14.30	$0,5369 > 0,3$ $0,6993 > 0,3$	$0,3036 > 0,3$ $0,6824 > 0,3$
Gradul de acoperire frontal ε_α	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_a + \varepsilon_b - \varepsilon_c$	1,2326	1,1622
	$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{A_1}}{\pi \cos \alpha_t}$, unde	2,1993	1,5619
	$A_1 = \left(\frac{z_{tv1}}{2} + \frac{h_{a1} \cos \beta}{m_n}\right)^2 - \left(\frac{z_{tv1}}{2} \cos \alpha_t\right)^2$		
	$\varepsilon_b = \frac{A_2}{\pi \cos \alpha_t}$, unde	9,4420	12,5414
	$A_2 = \left(\frac{z_{tv2}}{2} + \frac{h_{a2} \cos \beta}{m_n}\right)^2 - \left(\frac{z_{tv2}}{2} \cos \alpha_t\right)^2$		
	$\varepsilon_c = (z_{tv1} + z_{tv2}) \operatorname{tg} \alpha_t/(2\pi)$	10,4087	12,9411
Gradul de acoperire axial ε_β	$\varepsilon_\beta \approx b \sin \beta/\pi m_n$	1,9047	1,5239
Gradul de acoperire total (pentru contact localizat) ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \sqrt{\varepsilon_\alpha^2 + \varepsilon_\beta^2}$	2,2687	1,9205

Tabelul 14.38

Caracteristicile capetelor și cuțitelor de frezat tip EN

Tipul capului EN $z_0 - r_s$	Tipul cuțitelor EN r_0/tip	Modulul normal admis m_n, mm	r_{sc}^2	ρ_{fo}
EN 3-39	EN 39/2	2,10 — 2,65	1 533,25	0,70
	EN 39/3	2,35 — 3,00	1 537,00	0,75
	EN 39/5	3,00 — 3,75	1 546,00	0,90
EN 4-44	EN 44/1	2,10 — 2,65	1 958,09	0,70
	EN 44/3	2,65 — 3,35	1 972,00	0,80
	EN 44/5	3,35 — 4,25	1 992,25	0,95
EN 4-49	EN 49/1	2,35 — 3,00	2 429,09	0,75
	EN 49/3	3,00 — 3,75	2 445,89	0,90
	EN 49/5	3,75 — 4,75	2 471,56	1,05
EN 4-55	EN 55/1	2,65 — 3,35	3 061,00	0,80
	EN 55/3	3,35 — 4,25	3 081,25	0,95
	EN 55/5	4,25 — 5,30	3 115,25	1,15
EN 5-62	EN 62/1	3,00 — 3,75	3 914,56	0,90
	EN 62/3	3,75 — 4,75	3 954,25	1,05
	EN 62/5	4,75 — 6,00	4 020,89	1,25
EN 5-70	EN 70/1	3,35 — 4,25	4 988,36	0,95
	EN 70/3	4,25 — 5,30	5 039,24	1,15
	EN 70/5	5,30 — 6,70	5 122,01	1,40
EN 5-78	EN 78/1	3,75 — 4,75	6 194,25	1,05
	EN 78/3	4,75 — 6,00	6 260,89	1,25
	EN 78/5	6,00 — 7,50	6 362,89	1,50
EN 5-88	EN 88/1	4,25 — 5,30	7 883,24	1,15
	EN 88/3	5,30 — 6,70	7 966,01	1,40
	EN 88/5	6,70 — 8,50	8 093,69	1,65
EN 5-98	EN 98/1	4,75 — 6,00	9 780,89	1,25
	EN 98/3	6,00 — 7,50	9 882,89	1,50
	EN 98/4	6,70 — 8,50	9 953,69	1,65
EN 6-110	EN 110/1	5,30 — 6,70	12 420,41	1,40
	EN 110/3	6,70 — 8,50	12 606,25	1,65
EN 7-125	EN 125/1	6,00 — 7,50	16 172,56	1,50
	EN 125/2	6,70 — 8,50	16 311,44	1,65
EN 7-140	EN 140/1	6,70 — 8,50	20 289,06	1,65
	EN 140/3	8,50 — 10,60	20 705,56	2,00
	EN 140/4	9,50 — 11,80	20 950,56	2,20
EN 7-160	EN 160/0	6,70 — 8,50	26 289,06	1,65
	EN 160/2	8,50 — 10,60	26 705,56	2,00
	EN 160/3	9,50 — 11,80	26 950,56	2,20

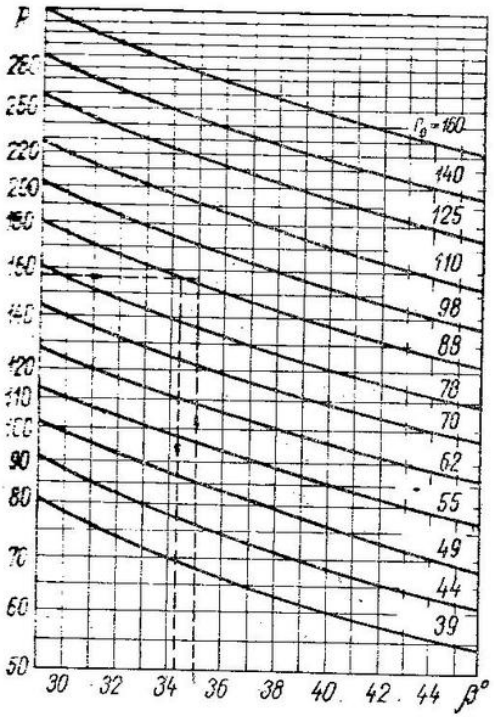


Fig. 14.32. Diagrama pentru alegerea capetelor de frezat tip EN.

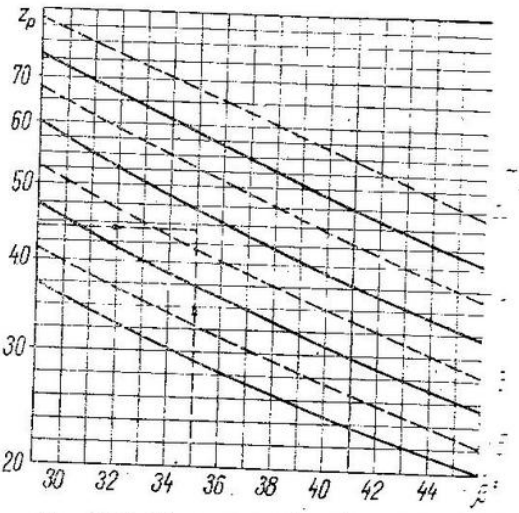


Fig. 14.33. Diagrama pentru alegerea tipului de cuțite (dacă punctul de intersecție se găsește în două domenii, atunci se adoptă tipul de cuțite cu numărul cel mai mare).

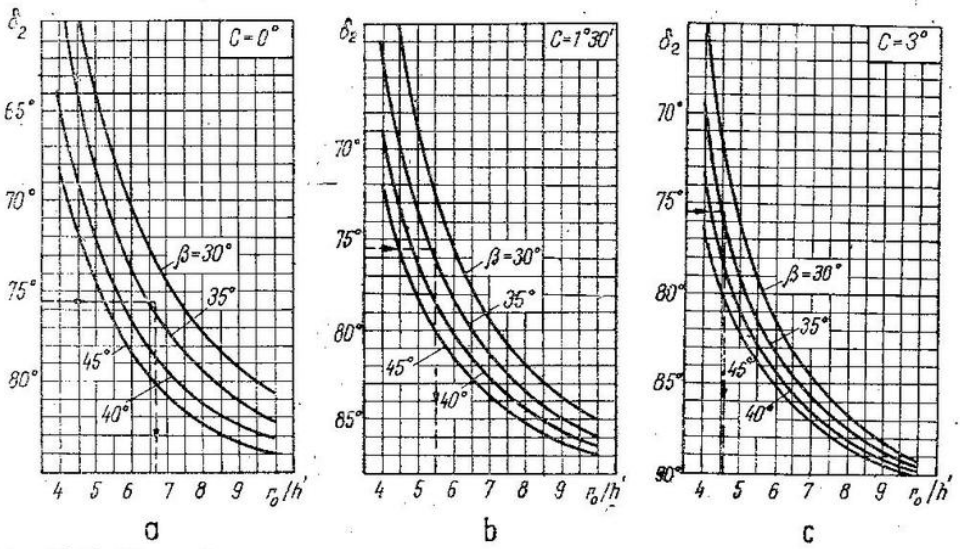


Fig. 14.34. Diagramă pentru determinarea înălțimii maxime de frezat fără așchiere secundară.

14.1.3. *Geometria angrenajelor melcate*

Notații *)

z_1 — numărul de începuturi (dinți) al melcului;
z_2 — numărul de dinți al roții melcate;
q — coeficientul diametral al melcului;
x — coeficientul de deplasare a profilului roții melcate;
γ — unghiul de pantă al elicei melcului ($\gamma = 90° - \beta_1$, în care β_1 — unghiul danturii melcului față de axa sa);
d_{aM} — diametrul maxim (de strunjire) al roții melcate;
b_1; b_2 — lungimea melcului; lățimea roții melcate;
r_∂ — diametrul cilindrului director al melcului;
α_∂ — unghiul profilului în planul tangent la cilindrul director.

Din punct de vedere geometric, un angrenaj melcat cilindric este definit de: melcul de referință, numărul de dinți al roții, distanța dintre axe și deplasarea de profil a roții [2, 17, 22, 24].

Melcul de referință. Parametrii melcului de referință sînt indicați în tabelul 14.39 și fig. 14.35 — parametrii danturii, plus numărul de începuturi, coeficientul diametral și modulul. Melcul angrenajului are forma și dimensiunile identice cu melcul de referință, cu excepția grosimii dintelui, micșorată pentru a obține jocul în angrenaj. Melcul generator al roții melcate diferă de melcul de referință prin aceea că are diametrul mărit în scopul realizării jocului radial la baza dinților roții melcate.**)

Tabelul 14.39

Parametrii danturii melcului de referință (după STAS 6845-82)

Parametrii profilului	$\gamma \leqslant 26{,}565°$ $(q \geqslant 2z_1)$	$\gamma > 26.565°$ $(q < 2z_1)$
Coeficientul înălțimii capului dintelui h_a^*	1,0	1,0
Coeficientul jocului radial c^* [1)]	0,2 ... 0,3	0,2 cos γ
Coeficientul înălțimii piciorului dintelui h_f^*	1,0 + c^*	2 cos γ + c^* − 1
Coeficientul înălțimii dintelui h^*	2,0 + c^*	2 cos γ + c^*
Coeficientul înălțimii utilizabile a dintelui h_l^*	2,0	2 cos γ
Coeficientul de calcul al grosimii dintelui s^*	0,5 π	0,5π

[1)] $c^* = 0{,}2$ pentru melcii prelucrați pe strung și pentru roțile melcate prelucrate cu freza melc; $c^* = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ — pentru melcii prelucrați cu freză disc sau deget, valoarea fiind funcție de scula utilizată.

*) Se dau numai notațiile specifice angrenajelor melcate. V. și notațiile la § 14.1.1. Notațiile z_1, z_2, q, x și γ — conform STAS 915/1-81.

**) Practic, diametrul de divizare al frezei melc (melcul generator) diferă cu 1—3% de diametrul de divizare al melcului angrenajului.

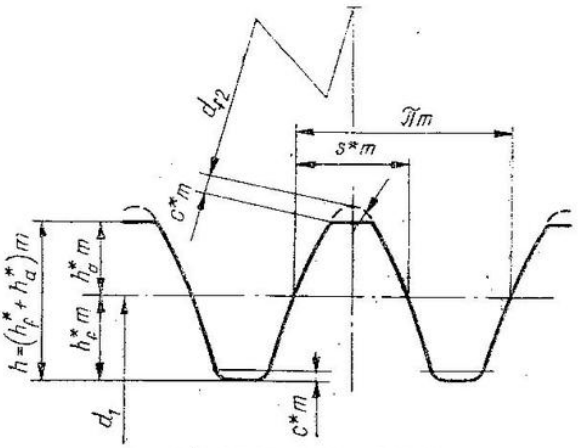


Fig. 14.35. Melcul de referință.

Cele mai folosite tipuri de melci de referință sînt indicate în tabelul 14.40 și caracterizate în tabelul 14.41:

— melcul ZK1: melc cilindric cu flancurile înfășurate de o sculă cilindrică biconică, cu profil axial rectiliniu (unghiul de profil al discului $2\alpha_0 = 40°$);

— melcul ZE (evolventic): melc cilindric cu flancurile generate geometric de două drepte tangente la un cilindru (director ≡ de bază);*

— melcul ZA (arhimedic): melc cilindric cu flancurile reactilinii în plan axial;

— melcul ZN1 (convolut): melc cilindric cu flancurile generate geometric de două drepte cuprinse într-un plan perpendicular pe elicea mediană (de referință) a melcului.

Între melcii de referință din tabelul 14.40 nu există diferențe importante de profil (fig. 14.36 — exemplu) care să determine diferență de portanță. Există următoarea orientare în folosirea angrenajelor ZK1, ZE, ZA și ZN1:

— angrenajele ZK1 și ZE: angrenaje de portanță și de precizie (angrenaje cu melcul cementat — călit — rectificat);

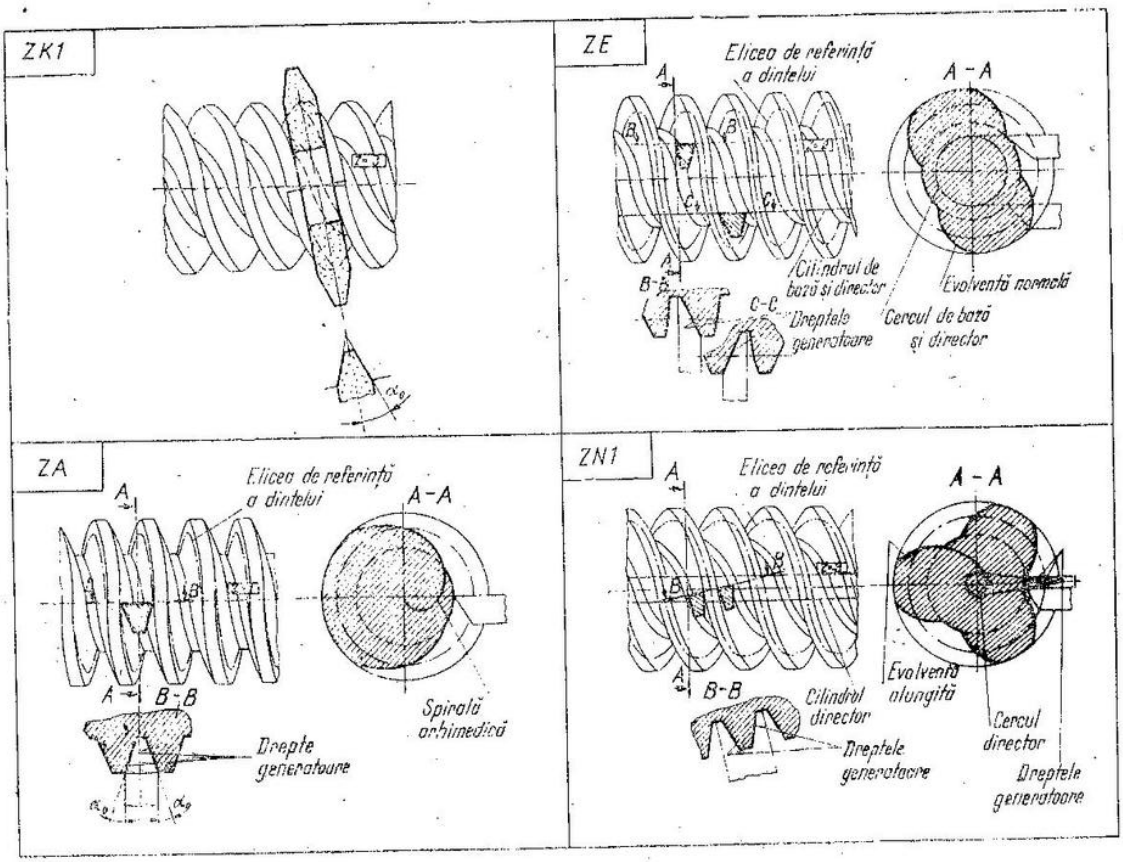
— angrenajele ZA: angrenaje de precizie cinematică (tot cu melcul durificat și rectificat);

— angrenajele ZN1: angrenaje de încărcări și precizie mici (melci numai strunjiți și șlefuiți cu pastă abrazivă, din oțel îmbunătățit).

Schema de rectificare a melcului ZK1 se poate aplica și la celelalte tipuri de melci (tabelul 14.42 [22]), dar cu oarecare diferențe de profil (pe deplin admisibile practic).

* La generarea cinematică, flancurile melcului ZE sînt înfășurate de un disc plan înclinat cu unghiul β_1 față de axa melcului și unghiul α_n față de axa profilului melcului. În fond, melcul ZE este o roată dințată cilindrică evolventică cu z_1 dinți, unghiul de înclinare β_1 și unghiul profilului de referință $\alpha_n = 20°$.

Tabelul 14.40. Tipuri principale de melci cilindrici



Caracterizarea melcilor cilindrici

Tabelul 14.41

Tipul melcului	Rectificat cu discuri biconice	Evolventic	Arhimedic	Convolut
Simbolul	ZK1	ZE	ZA	ZN1
Figura explicativă (tabelul 14.40)	Fig. ZK1	Fig. ZE	Fig. ZA	Fig. ZN1
Secțiunea în care profilul spirei este rectiliniu	În nici o secțiune	În planul de bază: tangent la cilindrul de bază	În plan axial	În plan normal pe dinte (pe elicea mediană a plinului dintelui)
Profilul frontal	Curbă oarecare	Evolventă normală	Spirală arhimedică	Evolventă alungită
Profilul axial	Curbă oarecare	Curbă oarecare	Rectiliniu	Curbă oarecare
Rectificarea exactă	Fig. ZK1 din tabelul 14.42	Cu disc plan	Nu se poate rectifica exact*	Nu se poate rectifica exact*
Rectificarea cu abateri de profil (tabelul 14.42)	Fig. ZK1-cazul cînd nu se respectă diametrul discului de rectificat	Fig. ZE: cu disc biconic profilat cav**	Fig. ZA: cu disc biconic profilat bombat**	Fig. ZN1: cu disc biconic profilat bombat**
Destinația	Angrenaje de portanță, angrenaje de precizie cinematică	Angrenaje de portanță, angrenaje de precizie cinematică	Angrenaje de precizie cinematică	Angrenaje de portanță redusă, cu melcul din oțel îmbunătățit

* Profilul discului este o curbă neanalitică, realizabilă tehic prin curbe de aproximare.
** La mașinile Klingelnberg de rectificat melci se realizează profilarea discului după un arc de elipsă (pe fiecare parte activă a discului).

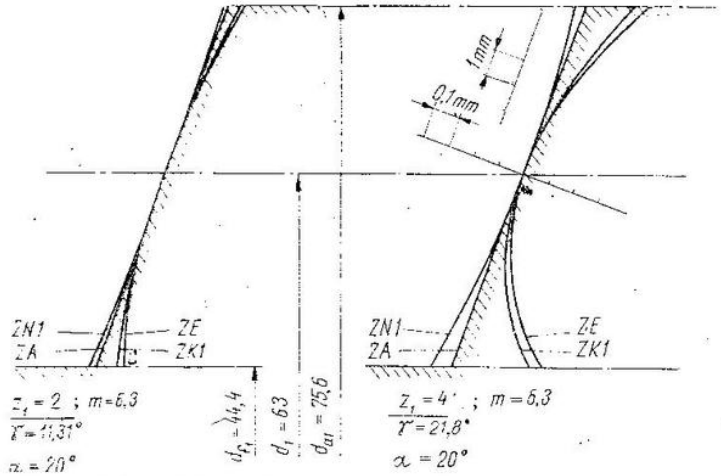
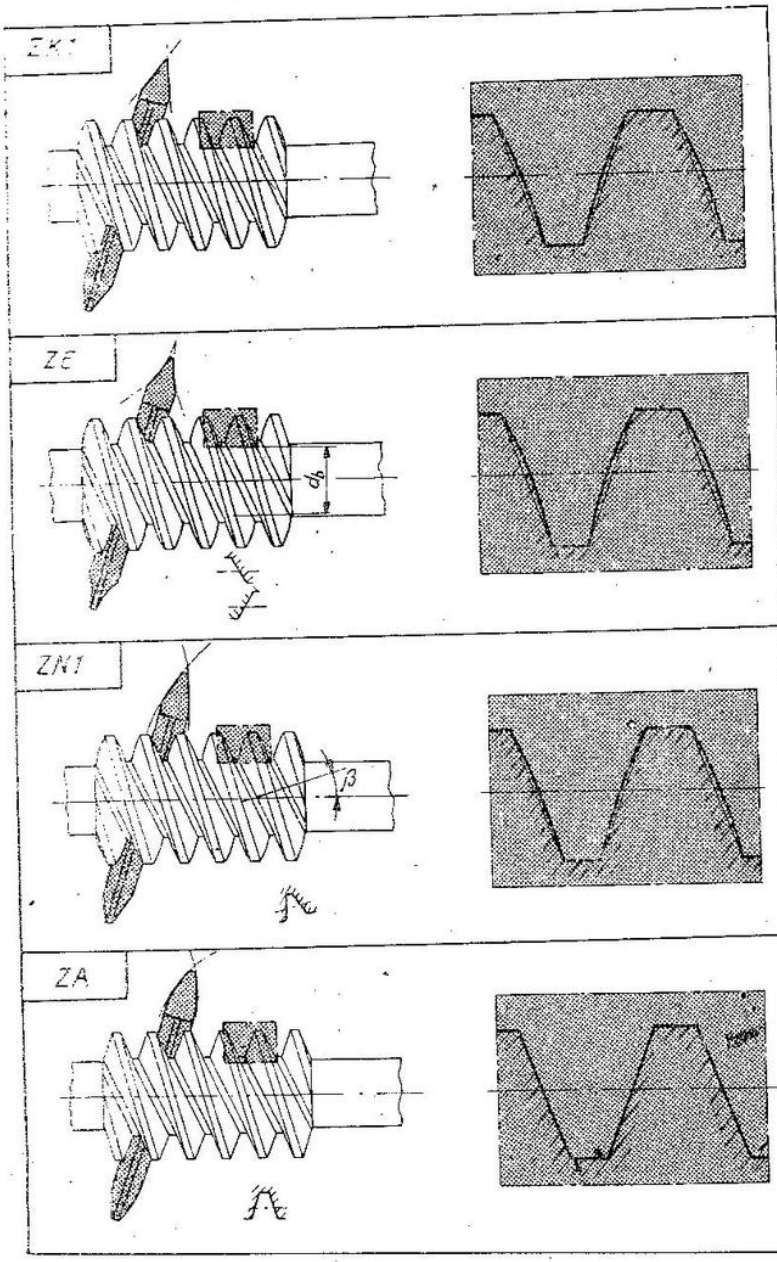


Fig. 14.36. Profilul funcție de tipul melcului.

Tabelul 14.42. Rectificarea melcilor cilindrici cu sculă disc



Coeficientul diametral al melcului de referință ($q = d_1/m$: diametrul de divizare raportat la modul) se admite între 8 și 25, valorile mici asigurînd îmbunătățirea randamentului angrenajului, iar valorile mai mari conducînd la melci cu rigiditate sporită. La $q \geqslant 18$ și $z_1 = 1$ se asigură autofrînare statică. După STAS 6845-82 se admite următorul șir de valori pentru coeficientul diametral: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18. După ST-CAER coeficientul diametral trebuie să fie: 8; 10; 12,5; 16; 20 și 25 (tabelul 14.43).

Modulul angrenajelor melcate este standardizat în planul axial al melcului: $m = 1 \ldots 25$ mm (STAS 6845-82) — tabelul 14.44.

Numărul de începuturi al melcului (z_1) este obișnuit, 1, 2 sau 4, conform tabelului 14.45. Pentru angrenajele cu raportul de transmitere $u < 8$, $z_1 > 4$; practic se ia $z_1 > 30/u$.

Notarea melcului de referință, conform STAS 6845-82, cuprinde: simbolul tipului melcului (ZK1, ZE, ZA, ZN1), numărul de începuturi, modulul, coeficientul diametral, sensul înclinării (*dr* = dreapta, *st* = stînga). La melcii ZK1 se indică și diametrul exterior al sculei (freză disc, disc de rectificat). Exemple:

- ZE 2 × 5 × 10/dr — STAS 6845-82: melc de referință tip evolventic, cu două începuturi, modulul 5 mm, coeficient diametral 10 și sensul spirei dreapta.
- ZK1 (450)1 × 8 × 12,5/dr — STAS 6845-82: melc de referință tip ZK1, rectificat cu disc cu diametrul de 450 mm, cu un început, modul 8, coeficient diametral 12,5 și sensul spirei dreapta.

Numărul de dinți al roții melcate $z_2 \geqslant 31$. Pentru $u = 8 \ldots 100$, z_2 este indicat în tabelul 14.43. La valori $u \geqslant 31$, numărul de dinți z_2 se ia $z_2 = u$ (max 1000).

Distanța dintre axe. Pentru reductoare și, în general, pentru angrenajele cu parametrii danturii tipizați, distanța dintre axe se aliniază la STAS 6055-81 (tabelul 14.43).

Deplasarea de profil. La angrenajele melcate, deplasarea de profil se aplică numai la roata melcată și trebuie să fie cuprinsă în domeniul: $-1 \leqslant x \leqslant 1$. La angrenajele cu parametrii din tabelul 14.43 nu este necesară nici o altă verificare: x se încadrează în limitele de generare și de angrenare pe toată lățimea roții (b_2 conform tabelului 14.46).

Calculul geometric al angrenajelor melcate cilindrice. Metodica proiectării geometriei angrenajelor melcate cilindrice este sistematizată în tabelul 14.48. Mai întîi se face opțiune asupra melcului de referință (conform tabelului 14.41) și se definesc parametrii inițiali: a_w, m, u, z_1 și z_2, q și sensul elicei melcului. În continuare se determină parametrii de bază ai angrenajului: z_2, x, d_1 și d_2, γ (tabelul 14.47), h_1, d_{a1} și d_{a2}, d_{aM} (diametrul de strunjire cilindrică al roții), R (raza de rotunjire a suprafețelor exterioare a roții), b_1 și b_2 (tabelul 14.46). Calculul geometric se încheie cu stabilirea dimensiunilor de control ale melcului: r_ϑ, α_ϑ, p_E, p_x, s_{a1} și h_{a1}, M_D (roata melcată se controlează cu melcul etalon și cu melcul angrenajului).

Tabelul 14.43

Coeficientul diametral q și numărul de dinți al roții z_2 pentru angrenajele melcate tipizate [2]

Raportul de transmitere nominal	$a_w = 40$						$a_w = 50$						$a_w = 63$					
	I		II *		III *		I		II		III		I		II		III	
	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2
8; 16; 31,5	10	31	8	33	8	32	10	31	8	33	8	32	10	31	8	33	8	32
9; 18; 35,5	16	35	12,5	37	—	—	16	35	12,5	36	—	—	16	35	12,5	36	—	—
10; 20; 40	12,5	39	10	41	10	40	10	41	12,5	39	10	39	12,5	39	10	41	10	40
11,2; 22,4; 45	20	45	16	46	—	—	16	45	20	44	—	—	20	45	16	45	—	—
12,5; 25; 50	16	49	16	50	12,5	51	12,5	51	12,5	49	16	48	12,5	51	12,5	49	16	49
14; 28; 56	25	57	20	58	—	—	25	57	20	58	10	54	25	55	20	57	10	55
63	16	65	16	64	20	61	16	65	20	61	16	63	16	63	12,5	65	—	—
71	12,5	69	10	71	—	—	12,5	69	10	71	—	—	10	70	—	—	—	—
80	—	—	—	—	—	—	16	83	20	81	—	—	20	81	16	83	—	—
90	—	—	—	—	—	—	12,5	89	—	—	—	—	12,5	90	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25	102	—	—	—	—

Raportul de transmitere nominal	$a_w = 80$						$a_w = 100$						$a_w = 125$					
	I		II		III		I		II		III		I		II		III	
	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2
8; 16; 31,5	8	33	10	31	8	31	10	31	8	33	8	31	10	31	8	31	8	32
9; 18; 35,5	16	35	12,5	37	—	—	16	35	12,5	36	—	—	16	35	12,5	36	—	—
10; 20; 40	10	41	12,5	39	10	40	10	41	12,5	39	10	40	10	41	12,5	39	10	40
11,2; 22,4; 45	20	45	16	46	—	—	20	45	16	46	—	—	16	45	8	44	20	44
12,5; 25; 50	12,5	52	16	49	12,5	51	12,5	51	16	49	12,5	52	12,5	51	10	51	16	48
14; 28; 56	25	57	20	58	—	—	25	57	20	58	10	55	25	55	20	58	10	54
63	16	65	20	61	16	64	16	65	16	64	20	61	16	65	16	63	20	61
71	25	73	12,5	69	—	—	12,5	69	10	71	—	—	25	73	10	71	—	—
80	20	81	25	77	20	80	20	81	16	83	—	—	20	81	16	83	—	—
90	12,5	89	—	—	—	—	12,5	89	—	—	—	—	12,5	89	—	—	—	—
100	25	104	—	—	—	—	25	101	20	104	—	—	25	101	20	104	—	—

Tabelul 14.43 (continuare)

Raportul de transmitere nominal	$a_w = 160$						$a_w = 200$						$a_w = 250$					
	I		II		III		I		II		III		I		II		III	
	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2
8; 16; 31,5	8	33	8	31	10	31	8	33	10	31	8	32	10	31	8	31	—	—
9; 18; 35,5	16	35	6,3	35	—	—	16	35	12,5	36	—	—	16	35	12,5	36	—	—
10; 20; 40	10	41	12,5	39	8	41	10	41	12,5	39	—	—	10	41	12,5	39	8	41
11,2; 22,4; 45	20	45	16	46	8	44	20	45	16	46	8	44	16	45	8	44	20	44
12,5; 25; 50	12,5	51	12,5	52	16	49	12,5	51	16	49	10	52	12,5	51	14	48	10	51
14; 28; 56	10	55	20	58	—	—	25	57	20	58	10	55	25	55	20	58	10	54
63	16	65	20	61	—	—	16	65	20	61	—	—	16	64	20	61	12,5	65
71	12,5	69	10	71	—	—	12,5	69	25	73	—	—	10	71	—	—	—	—
80	20	83	25	78	—	—	20	81	25	77	—	—	20	81	25	77	16	83
90	16	87	12,5	91	—	—	12,5	89	—	—	—	—	12,5	89	—	—	—	—
100	25	104	—	—	—	—	25	103	—	—	—	—	25	101	20	104	—	—

La aceste rapoarte: IV: $q = 10$; $z_2 = 52$ (pentru $a_w = 160$)

Raportul de transmitere nominal	$a_w = 315$						$a_w = 400$						$a_w = 500$					
	I		II		III		I		II		III		I		II		III	
	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2	q	z_2
8; 16; 31,5	8	33	10	31	8	32	8	33	10	31	8	31	10	31	8	33	8	31
9; 18; 35,5	16	35	12,5	36	—	—	16	35	12,5	36	—	—	16	35	12,5	36	—	—
10; 20; 40	10	41	12,5	39	8	41	10	41	12,5	39	8	41	10	41	12,5	39	8	41
11,2; 22,4; 45	20	45	16	46	8	44	20	45	16	46	8	44	8	44	16	45	—	—
12,5; 25; 50	12,5	51	16	49	10	51	12,5	51	12,5	52	16	49	12,5	41	16	48	10	51
14; 28; 56	10	55	20	57	25	55	10	55	20	58	25	57	10	54	20	58	—	—
63	16	63	12,5	65	—	—	16	65	20	61	—	—	16	65	20	61	—	—
71	10	70	—	—	—	—	12,5	69	—	—	—	—	12,5	69	10	71	—	—
80	20	81	25	77	16	83	20	81	16	83	—	—	20	81	25	77	16	83
90	12,5	89	—	—	—	—	12,5	89	—	—	—	—	12,5	89	—	—	—	—
100	25	102	20	104	—	—	25	103	—	—	—	—	20	104	—	—	—	—

* Se preferă roțile cu parametrii din coloana I

Tabelul 14.44

Modulele la angrenajele melcate tipizate [2, 39]

Raportul de transmitere	Distanța dintre axe a_w, mm											
	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
8; 16; 31,5	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
9; 10; 18; 20; 35,5; 40	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
11,2; 12,5; 22,4; 25; 45; 50	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
14; 28; 56; 63; 71	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
80; 90	—	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10
100	—	—	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8

Tabelul 14.45

Numărul de începuturi la melc pentru angrenajele melcate tipizate [2,39]

Raportul de transmitere	8 ... 14	16 ... 28	31,5 și peste
Numărul de începuturi	4	2	1

Tabelul 14.46

Lungimea melcului b_1 și lățimea roții melcate b_2

x	Numărul de începuturi	
	1; 2	4
-1	$b_1 \geq (10{,}5 + z_1)\, m$	$b_1 \geq (10{,}5 + z_1)\, m$
$-0{,}5$	$b_1 \geq (8 + 0{,}06 z_2)\, m$	$b_1 \geq (9{,}5 + 0{,}09 z_2)\, m$
0	$b_1 \geq (11 + 0{,}06 z_2)\, m$	$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09 z_2)\, m$
$+0{,}5$	$b_1 \geq (11 + 0{,}1 z_2)\, m$	$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}1 z_2)\, m$
$+1$	$b_1 \geq (12 + 0{,}1 z_2)\, m$	$b_1 \geq (13 + 0{,}1 z_2)\, m$

Observație. La valori intermediare pentru x, b_1 se determină pentru valorile apropiate, admițînd valoarea cea mai mare.

—	$b_2 = 0{,}75\ d_{a1}$	$b_2 = 0{,}67\ d_{a1}$

Tabelul 14.43

Unghiul elicei melcului γ pentru melcii cu parametrii standard

q	Numărul de începuturi		
	1	2	4
8	7°07′30″	14°02′10″	26°33′54″
10	5°42′38″	11°18′36″	21°48′05″
12,5	4°34′26″	9°05′25″	17°44′41″
16	3°34′35″	7°07′30″	14°02′10″
20	2°51′45″	5°42′38″	11°18′36″

Tabelul 14.44

Calculul geometric al angrenajelor melcate cilindrice (dimensiunile liniare în mm)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Exemplul	
		1	2
Date inițiale			
Tipul melcului	Tabelul 14.40	ZE	ZK1(450)
Melcul de referință			
— unghiul profilului		$\alpha_n = 20°$	$\alpha_0 = 20°$
— coeficientul înălțimii capului spirei melcului h_a^*	Tabelul 14.39	1	1
— coeficientul jocului radial c^*	Tabelul 14.39	0,2	0,2
— coeficientul înălțimii spirei h^*	Tabelul 14.39	2,2	2,2
— coeficientul grosimii de calcul a spirei s_0^*	$s_0^* = 0,5\ \pi$	1,5708	1,5708
Distanța dintre axe a_w	Tabelul 14.4	125	200
Modulul (axial) m	Tabelul 14.44	4	8
Raportul de transmitere u	—	50	20
Numărul de începuturi ale melcului z_1	Tabelul 14.45	1	2
Numărul de dinți al roții z_2	$z_2 = u\ z_1$ (v. tabelul 14.43 pentru a_w standard)	51	41
Coeficientul diametral al melcului q	Tabelul 14.43	10	10
Sensul elicei melcului	—	dr	dr

Tabelul 14.48 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Exemplul 1	Exemplul 2
Parametrii de bază ai angrenajului			
Numărul de dinți ai roții z_2	$z_2 = u\ z_1$ (v. tabelul 14.43 pentru reductoare)	51	39
Deplasarea specifică la roată x	$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5(z_2 + q)$ Se recomandă: $1 \geq x \geq -1$	0,75	0,5
Diametrele de divizare $d_{1(2)}$	$d_1 = m\ q$; $d_2 = m\ z_2$	40; 204	80; 328
Unghiul de pantă al melcului γ	$\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$ (v. tabelul 14.47)	4°34'26"	9°05'25"
Înălțimea capului spirei melcului h_{a1}	$h_{a1} = mh_a$	4,0	8,0
Înălțimea spirei melcului h_1	$h_1 = mh^*$	8,8	17,6
Diametrul de cap (exterior) al melcului d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	48,0	96,0
Diametrul de cap (exterior) al roții d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x)\ m$	218,0	352,0
Diametrul maxim al roții d_{aM}	$d_{aM} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$	226,0	364,0
Raza de rotunjire a suprafeței exterioare a roții R	$R = 0{,}5\ d_1 - h_{a1}$	16,0	32,0
Lungimea melcului (a zonei cu dantură) b_1	Tabelul 14.46	56	121
Lățimea coroanei dințate a roții melcate b_2	Tabelul 14.46	36	72
Dimensiunile nominale de control			
Pentru verificarea profilului și pasului spirei melcului			
Raza cilindrului director (într-un plan tangent la acest cilindru profilul melcului este rectiliniu) r_∂	Pentru melcii ZA, $r_\partial = 0$ Pentru melcii ZE; $r_\partial = 0{,}5\ d_1 \cos \alpha_{0t}$, în care $\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \sin \gamma$ ($\alpha_n = 20°$);	4,279	

Tabelul 14.48 (continuare)

Elementul geometric	Formula de calcul și tabelul de lucru	Exemplul 1	Exemplul 2
	Pentru melcii ZK1 — din tabelul 14.49, în funcție de coeficientul diametral al discului de rectificat, $Q = d_{as}/m$; diametrul discului d_{as} fiind impus de mașina de rectificat melci (filete): $r_\partial = r^*_\partial m$		14,141
Unghiul profilului (într-un plan tangent la cilindrul director) α_∂	— Pentru melci ZA, $\alpha_\partial = \alpha_x = 20°$ — Pentru melci ZE, $\operatorname{tg}\alpha_\partial = \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\gamma$ — Pentru melci ZK1 — din tabelul 14.49 (pentru unghiul profilului conului generator $\alpha = 20°$)	20°3'31"	22°38,5'
Pasul spirei melcului p_E	$p_E = \pi m z_1$	12,566	50,265
Pentru verificarea poziției relative a spirelor melcului			
Pasul axial al melcului p_x	$p_x = \pi m$	12,566	25,132
Pentru verificarea poziției suprafețelor laterale (de lucru) ale spirelor melcului			
Coarda de divizare $\bar{s}_{a1}$	$\bar{s}_{a1} = s^*_0 m \cos\gamma$	6,263	12,408
Înălțimea la coarda de divizare $\bar{h}_{a1}$	$\bar{h}_{a1} = h_{a1} + 0{,}5\bar{s}_{a1} \times \operatorname{tg}\left(0{,}5 \arcsin \frac{\bar{s}_{a1}\sin^2\gamma}{d_1}\right)$	4,001	8,012
Diametrul rolei de control D	$D \approx 1{,}67\, m$ (rotunjirea se face pe baza tabelului 14.15)	6,585	13,133
Lungimea peste role M_D	$M_D = d_1 - (p_x - \bar{s}^* m)\frac{\cos\gamma}{\operatorname{tg}\alpha} + D\left(\frac{1}{\sin\alpha} + 1\right)$ $\alpha = 20°$ — pentru melci ZE, ZK1, ZN1 $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}20° \cos\gamma$ — pentru melci ZA	48,63	97,44

Tabelul 14.49

Profilul riglat de cea mai bună aproximare la melcii ZK1

$z_1 = 1$	Coeficientul diametral q							
	8		10		12		14	
Q *	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂
10	0,5632	20°45′37″	0,5329	20°28′48″	0,3842	20°15′54″	0,3841	20°11′01″
12,5	0,6200	20°49′22″	0,5330	20°28′59″	0,4803	20°18′58″	0,4641	20°13′45″
15	0,6766	20°52′45″	0,6093	20°32′02″	0,5764	20°21′42″	0,4641	20°13′49″
17,5	0,7332	20°55′49″	0,6855	20°34′47″	0,5765	20°21′45″	0,5802	20°16′11″
20	0,7898	20°58′35″	0,6856	20°34′51″	0,6726	20°24′09″	0,5802	20°16′14″
22,5	0,7900	20°58′42″	0,7618	20°37′16″	0,6726	20°24′11″	0,5802	20°16′15″
25	0,8465	21°01′08″	0,7619	20°37′19″	0,6726	20°24′14″	0,6963	20°18′18″
30	0,8467	21°01′17″	0,8382	20°39′28″	0,7688	20°26′19″	0,6963	20°18′20″
35	0,9033	21°03′28″	0,8382	20°39′31″	0,7688	20°26′21″	0,6963	20°18′22″
40	0,9035	21°03′33″	0,8383	20°39′34″	0,8650	20°28′06″	0,8124	20°20′04″
45	0,9600	21°05′26″	0,9145	20°41′22″	0,8650	20°28′08″	0,8124	20°20′05″
50	0,9601	21°05′29″	0,9145	20°41′24″	0,8650	20°28′09″	0,8124	20°20′06″
55	0,9602	21°05′31″	0,9146	20°41′26″	0,8650	20°28′10″	0,8124	20°20′07″
60	0,9602	21°05′33″	0,9146	20°41′27″	0,8650	20°28′11″	0,9285	20°21′29″
68,75	1,0168	21°07′09″	0,9908	20°42′57″	0,9611	20°29′37″	0,9285	20°21′30″
75	1,0168	21°07′10″	0,9908	20°42′58″	0,9611	20°29′37″	0,9285	20°21′31″
81,25	1,0168	21°07′12″	0,9909	20°42′59″	0,9611	20°29′38″	0,9285	20°21°31″
87,5	1,0168	21°07′13″	0,9909	20°42′59″	0,9611	20°29′38″	0,9285	20°21′31″
93,75	1,0168	21°07′14″	0,9909	20°43′00″	0,9611	20°29′39″	0,9285	20°21′32″
100	1,0733	21°08′31″	1,0671	20°44′11″	0,9611	20°29′39″	0,9285	20°21′32″
106,25	1,0733	21°08′32″	1,0671	20°44′11″	1,0573	20°30′45″	1,0446	20°22′34″
112,5	1,0733	21°08′32″	1,0671	20°44′12″	1,0573	20°30′45″	1,0446	20°22′34″
125	1,0733	21°08′33″	1,0671	20°44′13″	1,0573	20°30′46″	1,0446	20°22′35″
Δ_{10}	0,00054		0,00027		0,00015		0,00008	
Δ_{30}	0,00022		0,00012		0,00006		0,00004	
Δ_{100}	0,00008		0,00005		0,00004		0,00003	

* Q — coeficientul diametral al discului de rectificat: d_{as}/m, în care d_{as} — diametrul exterior al discului, m — modulul.

Tabelul 14.49 (continuare

$x_1 = 2$	Coeficientul diametral q							
	8		10		12		14	
φ	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂
10	1,0879	22°54′46″	0,9182	21°41′53″	0,8662	21°09′20″	0,6968	20°43′58″
12,5	1,2048	23°09′31″	1,0721	21°55′05″	0,9628	21°15′26″	0,9292	20°54′47″
15	1,2641	23°16′46″	1,1494	22°01′23″	1,0594	21°21′05″	0,9294	20°55′00″
17,5	1,3807	23°29′03″	1,2266	22°07′16″	1,1560	21°26′21″	1,0457	20°59′56″
20	1,4396	23°34′57″	1,3038	22°12′45″	1,2526	21°31′15″	1,1620	21°04′30″
22,5	1,4407	23°35′26″	1,3810	22°17′51″	1,3491	21°35′46″	1,2783	21°08′42″
25	1,4993	23°40′48″	1,4581	22°22′34″	1,3493	21°35′54″	1,2784	21°08′48″
30	1,5586	23°46′03″	1,5355	22°27′06″	1,4460	21°40′09″	1,3948	21°12′42″
35	1,6175	23°50′49″	1,6128	22°31′12″	1,5427	21°44′00″	1,5111	21°16′13″
40	1,6762	23°55′07″	1,6132	22°31′24″	1,5429	21°44′08″	1,5112	21°16′18″
45	1,6770	23°55′23″	1,6904	22°35′04″	1,6395	21°47′35″	1,6276	21°19′26″
50	1,7355	23°59′13″	1,6907	22°35′12″	1,6396	21°47′40″	1,6277	21°19′30″
55	1,7360	23°59′24″	1,7677	22°38′29″	1,7362	21°50′45″	1,6277	21°19′32″
60	1,7943	24°02′48″	1,7679	22°38′34″	1,7363	21°50′48″	1,7441	21°22′18″
68,75	1,7949	24°03′00″	1,8451	22°41′31″	1,8329	21°53′33″	1,7441	21°22′21″
75	1,8531	24°06′01″	1,8452	22°41′34″	1,8330	21°53′36″	1,7442	21°22′23″
81,25	1,8534	24°06′06″	1,8454	22°41′38″	1,8330	21°53′38″	1,8605	21°24′47″
87,5	1,8537	24°06′11″	1,8455	22°41′42″	1,8331	21°53′40″	1,8605	21°24′48″
93,75	1,8538	24°06′15″	1,9225	22°44′13″	1,9296	21°56′01″	1,8605	21°24′49″
100	1,9119	24°08′50″	1,9225	22°44′15″	1,9296	21°56′02″	1,8606	21°24′51″
106,25	1,9121	24°08′53″	1,9226	22°44′17″	1,9297	21°56′04″	1,8606	21°24′52″
112,5	1,9122	24°08′56″	1,9226	22°44′19″	1,9297	21°56′05″	1,9769	21°26′53″
125	1,9124	24°09′01″	1,9996	22°46′28″	1,9298	21°56′07″	1,9769	21°26′54″
Δ_{10}	0,00215		0,00100		0,00054		0,00033	
Δ_{30}	0,00094		0,00044		0,00024		0,00014	
Δ_{100}	0,00035		0,00015		0,00009		0,00005	

Tabelul 14.49 (continuare)

$z_1 = 4$	Coeficientul diametral q							
	8		10		12		14	
z	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂	r_∂	α_∂
10	1,6497	28°58′06″	1,6327	25°59′45″	1,4532	23°57′19″	1,3978	22°53′35″
12,5	1,8435	29°46′00″	1,8713	26°39′03″	1,7462	24°32′59″	1,6319	23°15′24″
15	1,9752	30°16′18″	2,0319	27°03′36″	1,9423	24°55′03″	1,8661	23°35′29″
17,5	2,1061	30°43′32″	2,1140	27°15′55″	2,0413	25°05′54″	1,9837	23°45′13″
20	2,1742	30°57′35″	2,2740	27°37′13″	2,2373	25°25′13″	2,1012	23°54′26″
22,5	2,2416	31°10′32″	2,3554	27°47′41″	2,3361	25°34′33″	2,2187	24°03′11″
25	2,3084	31°22′31″	2,4366	27°57′31″	2,4347	25°43′22″	2,3362	24°11′29″
30	2,4408	31°43′56″	2,5195	28°07′25″	2,5344	25°52′05″	2,4542	24°19′36″
35	2,5093	31°54′30″	2,6017	28°16′30″	2,6336	26°00′10″	2,6889	24°33′53″
40	2,5138	31°56′14″	2,6833	28°24′51″	2,7326	26°07′41″	2,8067	24°40′33″
45	2,5804	32°05′16″	2,7645	28°32′32″	2,8314	26°14′39″	2,8074	24°40′49″
50	2,6465	32°13′24″	2,8455	28°39′36″	2,9301	26°21′06″	2,9250	24°46′56″
55	2,6491	32°14′16″	2,8471	28°40′01″	2,9310	26°21′22″	2,9255	24°47′07″
60	2,6800	32°17′10″	2,9276	28°46′23″	3,0295	26°27′15″	3,0429	24°52′44″
68,75	2,7462	32°24′29″	2,9296	28°46′53″	3,0305	26°27′34″	3,1606	24°57′59″
75	2,7485	32°25′00″	3,0099	28°52′38″	3,1289	26°32′55″	3,1610	24°58′07″
81,25	2,8129	32°31′06″	3,0109	28°52′52″	3,1295	26°33′05″	3,1613	24°58′13″
87,5	2,8146	32°31′27″	3,0118	28°53′04″	3,2278	26°37′54″	3,2787	25°02′53″
93,75	2,8161	32°31′46″	3,0918	28°58′08″	3,2282	26°38′00″	3,2789	25°02′58″
100	2,8174	32°32′02″	3,0924	28°58′16″	3,2285	26°38′06″	3,2791	25°03′02″
106,25	2,8185	32°32′17″	3,0930	28°58′24″	3,2288	26°38′11″	3,3964	25°07′12″
112,5	2,8195	32°32′30″	3,0935	28°58′31″	3,3270	26°42′27″	3,3966	25°07′15″
125	2,8839	32°37′39″	3,1737	29°03′00″	3,3274	26°42′34″	3,3968	25°07′21″
Δ_{10}	0,00680		0,00377		0,00204		0,00121	
Δ_{30}	0,00378		0,00195		0,00100		0,00062	
Δ_{100}	0,00200		0,00082		0,00041		0,00026	

14.2. Precizia angrenajelor

14.2.1. *Generalități*

Precizia de execuție a roților dințate individuale și a angrenajului (paralel cilindric, concurent conic, hipoid, melcat cilindric) este determinată de treapta de precizie a roților și angrenajului, de rugozitatea flancurilor și de jocul dintre flancuri, corespunzător tipului de ajustaj ales pentru roțile în angrenare.

În tabelul 14.50 se indică standardele care se referă la precizia de execuție a diferitelor tipuri de roți dințate și angrenaje.

Trepte de precizie. Pentru toate tipurile de angrenaje sînt stabilite 12 trepte de precizie, notate — în ordinea descrescătoare a preciziei — cu cifrele 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12.

Pentru dezvoltarea tehnică viitoare sînt prevăzute treptele: 1 și 2 — la angrenajele paralele cilindrice; 1, 2 și 3 — la angrenajele concurente conice și hipoide. La aceste trepte nu sînt indicate toleranțe și abateri limită.

Alegerea treptei de precizie și a rugozității flancurilor se face în funcție de: a) condițiile de funcționare cerute (puterea transmisă, regimul de lucru etc.); b) domeniul de utilizare, în sensul mărimii sarcinilor dinamice, corelat cu viteza periferică. În legătură cu aceasta se dau recomandări în tabelul 14.51.

În tabelele 14.52 și 14.53 se indică corelația informativă dintre procedeul tehnologic final de execuție a roții dințate, treapta de precizie și rugozitatea flancurilor.

Indici de precizie. Pentru ca funcționarea unui angrenaj să fie corectă, roțile dințate conjugate și angrenajul trebuie să aibă tolerate o serie de mărimi geometrice și cinematice (care în majoritate sînt abateri), denumite indici de precizie. Denumirile indicilor de precizie și simbolurile acestora, ale toleranțelor și abaterilor limită sînt indicate în tabelul 14.54.

Criteriile de precizie. O treaptă de precizie este realizată dacă anumiți indici se obțin în limitele cerințelor (toleranțe, abateri limită) impuse de domeniul de utilizare. Deoarece există trei domenii mari de utilizare a angrenajelor, cu cerințe specifice, au fost grupați indicii definitorii ai treptelor de precizie în *trei criterii de precizie* corespondente, și anume: a) *criteriul de precizie cinematică*, corespunzător transmiterii corecte a mișcării de rotație și care este important mai ales la angrenajele din lanțurile cinematice, la cele de divizare, măsurare, la angrenajele planetare; b) *criteriul de funcționare lină*, care se impune la angrenajele cu viteze mari ($v \geqslant 10 \ldots 15$ m/s), la turboangrenaje ($v \geqslant 20$ m/s), mai general la angrenajele care trebuie să lucreze liniștit, cu vibrații și zgomot reduse; c) *criteriul de contact între dinți*, necesar la angrenajele cu portanță ridicată.

Tabelul 14.50

Standardele referitoare la precizia de execuție a roților dințate și angrenajelor

Numărul standardului	Denumirea	Tipurile de angrenaje	Particularități
STAS 6273-81	ANGRENAJE CILINDRICE. Toleranțe	Cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepți, înclinați sau în V	Profilul de referință conform STAS 821-82; $d \leqslant 6\,300$ mm; $m_n = (1 \ldots 55)$ mm; $b_w \leqslant 1\,250$ mm
STAS 7395-81	ANGRENAJE CU CREMALIERA. Toleranțe	Cu cremalieră	Profilul de referință conform STAS 821-82; $m_n = (1 \ldots 40)$ mm; $b_w \leqslant 630$ mm
STAS 6460-81	ANGRENAJE CONICE ȘI HIPOIDE. Toleranțe	Concurente conice, hipoide	Dinți evolventici exteriori, drepți, înclinați sau curbi; $d_m \leqslant 4\,000$ mm; $m_n = (1 \ldots 56)$ mm; $\alpha = 20°$
STAS 6461-81	ANGRENAJE MELCATE CILINDRICE. Toleranțe	Melcate cilindrice	Tipurile de melci conform STAS 6845-82; $\Sigma = 90°$; $m_n = (1 \ldots 25)$ mm; $d_2 \leqslant 6\,300$ mm
STAS 12192-84	ANGRENAJE. Alegerea treptelor de precizie și rugozității danturii	Cilindrice, cu cremalieră, concurente conice, hipoide, melcate cilindrice	—

Tabelul 14.51

Recomandări privind alegerea treptei de precizie a roților dințate și angrenajelor și a rugozității flancurilor

Treapta de precizie	Rugozitatea flancurilor R_a, μm	Condițiile de funcționare și domeniul de utilizare	Viteza periferică a angrenajului, m/s	
			Cu dinți drepți	Cu dinți înclinați sau curbi
3	<0,4	Angrenaje cu o corelare extrem de precisă a unghiului de rotire*. Angrenaje cu viteze periferice extrem de ridicate, la care se impune o funcționare lină și/sau zgomot minim** (turboangrenaje etc.). Transmisii cu roți dințate de precizie (cinematică) extremă. Roți dințate etalon, pentru controlul roților dințate cu treptele de precizie 5 și 6	Peste 40	Peste 75

Tabelul 14.51 (continuare

Treapta de precizie	Rugozitatea flancurilor R_a, µm	Condițiile de funcționare și domeniul de utilizare	Viteza periferică a angrenajului, m/s	
			Cu dinți drepți	Cu dinți înclinați sau curbi
4	<0,4	Angrenajele mecanismelor de divizare extrem de precise*. Angrenaje cu viteze periferice extrem de ridicate, la care se impune o funcționare lină și/sau zgomot minim** (turboangrenaje etc.) Roți dințate pentru mecanisme de precizie extremă. Roți dințate etalon, pentru controlul roților dințate cu treapta de precizie 7	Peste 35	Peste 75
5	≤0,4	Angrenajele mecanismelor de divizare precise*. Angrenaje cu viteze periferice ridicate, la care se impune o funcționare lină și/sau lipsă de zgomot** (turboangrenaje). Roți dințate pentru mecanisme de precizie. Roți dințate etalon, pentru controlul roților dințate cu treptele de precizie 8 și 9	Peste 20	Peste 40
6	<0,8	Angrenajele mecanismelor de divizare*. Angrenaje cu viteze periferice ridicate, cu funcționare lină și fără zgomot** (angrenaje de mașini-unelte, din industria aeronautică și auto)	Pînă la 15	Pînă la 30
7	≤1,6	Angrenaje funcționînd la viteze periferice ridicate și încărcări medii, sau invers** (roțile dințate ale mecanismelor de avans ale mașinilor-unelte*, din construcția reductoarelor cu danturi durificate, din industria aeronautică și auto)	Pînă la 10	Pînă la 15
8	≤3,2	Angrenaje de precizie medie (ale reductoarelor de uz general, cele importante pentru mașini agricole, mașini de ridicat, respectiv mai puțin importante din industria aeronautică și auto). Angrenaje de mașini-unelte care nu intervin în lanțurile de divizare	Pînă la 6	Pînă la 10

Tabelul 14.51 (continuare)

Treapta de precizie	Rugozitatea flancurilor R_a, μm	Condițiile de funcționare și domeniul de utilizare	Viteza periferică a angrenajului, m/s	
			Cu dinți drepți	Cu dinți înclinați sau curbi
9	≤6,3	Angrenaje de precizie redusă cu încărcări mici și/sau viteze reduse, fără cerințe de precizie cinematică sau funcționare lină	Pînă la 2	Pînă la 4
10 – 12***	–	Roți dințate turnate, forjate, matrițate sau prelucrate necorespunzător; se pot utiliza la angrenaje secundare.	–	–

* La angrenajele de divizare la care se cere o precizie cinematică ridicată, treapta de funcționare lină poate fi adoptată mai grosolană (v. tabelul 14.55).

** La transmisiile cu viteze ridicate, treapta de precizie cinematică poate fi adoptată mai grosolană decît cea de funcționare lină (v. tabelul 14.55).

*** În general nu se indică în documentație.

Tabelul 14.52

Corelația informativă dintre procedeul tehnologic final de execuție a roții dințate și treapta de precizie rezultată

Procedeul tehnologic final		Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rectificare		+	+	×	×	×					
Șeveruire				+	×	×	×				
Mortezare, rabotare, frezare					+	×	×	×	×		
Frezare cu freză melc	Freză de înaltă precizie				+	×	×				
	Freză de precizie medie					+	×	×			
	Freză de precizie redusă						+	×	×		
Frezare și apoi călire								+	×	×	×
Ștanțare, presare, frezare prin copiere, injecție								+	×	×	×
Turnare									+	×	×

× Treapta de precizie se obține în condiții normale de prelucrare.

\+ Treapta de precizie se obține în condiții speciale de prelucrare.

Tabelul 14.53

Corelația informativă dintre procedeul tehnologic final de execuție a roții dințate și rugozitatea flancurilor

Procedeul tehnologic final	Rugozitatea flancurilor R_a, μm
Rectificare și lepuire	0,05 — 0,16
Rectificare îngrijită	0,2 — 0,4
Rectificare grosolană	0,4 — 0,8
Frezare și șeveruire	0,1 — 0,32
Frezare îngrijită	0,4 — 1
Frezare grosolană	1,6 — 3,2
Matrițare, ștanțare, rulare	3,2 — 32
Turnare	12,5 — 100

Tabelul 14.54

Denumiri și simboluri ale indicilor de precizie, toleranțelor și abaterilor (valorilor) limită

Denumirea indicelui de precizie	Tipul angrenajului			Simbolul	
	Cilindric	Conic hipoid	Melcat cilindric	Indicele de precizie	Toleranța abaterilor (valorile limită **)
Abaterea ciclică a angrenajului (roții dințate-melcate la angrenajul melcat)	X* (X)	X (X)	X (X)	f_{zkor} (f_{zkr})	f_{zko} (f_{zk})
Abaterea ciclică cu frecvența dinților a angrenajului (roții dințate-melcate la angrenajul melcat)	X (X)	X	X (X)	f_{zzor} (f_{zzr})	f_{zzo} (f_{zz})
Abaterea cinematică locală a angrenajului (roții dințate)	X (X)			f'_{ior} (f'_{ir})	f'_{io} (f'_i)
Abaterea cinematică maximă a angrenajului (roții dințate-melcate la angrenajul melcat)	X (X)	X (X)	X (X)	F'_{ior} (F'_{ir})	F'_{io} (F'_i)
Abaterea cotei peste bile sau role	X			E_{Mr}	E_{Ms}, E_{Mi}, T_M
Abaterea cotei (medii) peste dinți	X			E_{Wr} (E_{Wmr})	E_{Ws}, E_{Wi}, T_W (E_{Wms}, E_{Wmi}, T_{Wm})
Abaterea cumulată de pas (pe k pași); la angrenajul melcat — a roții melcate	X (X)	X (X)	X (X)	F_{pr} (F_{pkr})	F_p (F_{pk})
Abaterea de coplanaritate (paralelism) a axelor	X (X)			f_{yr} (f_{xr})	f_y (f_x)
Abaterea elicei melcului (în limitele unei rotații — pe întreaga lungime a melcului)			X (X)	f_{hr} (f_{hkr})	f_h (f_{hk})

Tabelul 14.54 (continuare)

Denumirea indicelui de precizie	Tipul angrenajului			Simbolul	
	Cilindric	Conic hipoid	Melcat cilindric	Indicele de precizie	Toleranța abaterilor (valorile limită **)
Abaterea de rostogolire (cu frecvența dinților)	X	X (X)	X	F_{cr} (f_{cr})	F_c (f_c)
Abaterea direcției dintelui	X			$F_{\beta r}$	F_β
Abaterea distanței dintre axe: la angrenajul melcat – în angrenaj	X	X	X	f_{ar}	f_a
Abaterea distanței nominale de măsurat dintre axe a''	X			—	$E_{a''s}$, $E_{a''i}$
Abaterea grosimii dintelui pe coarda (medie) constantă	X	(X)		E_{cr} ($E_{\bar{s}cr}$)	E_{cs} ($E_{\bar{s}cs}$)
Abaterea pasului de angrenare (normal)	X (X)			f_{pbr} (f_{pnr})	f_{pb} (f_{pn})
Abaterea pasului frontal	X	X	X	f_{ptr}	f_{pt}
Abaterea pașilor axiali în plan normal	X			F_{pxnr}	F_{pxn}
Abaterea profilului dintelui (spirei melcului, dintelui roții melcate)	X		(X)	f_{fr} (f_{f1r}, f_{f2r})	f_f (f_{f1}, f_{f2})
Abaterea suprafeței elicoidale a spirei melcului			X	f_{hsr}	f_{hs}
Abaterea totală a liniei de contact	X			F_{kr}	F_k
Abaterea unghiului dintre axe			X	$f_{\Sigma r}$	$f_{\Sigma c}$, f_Σ
Abaterile dimensiunilor relative ale petei totale de contact:					
– pe înălțime, la angrenaje nebombate (bombate)	X	X(X)		F_{shr} (F'_{shr})	F_{sh} (F'_{sh})
– pe lungime, la angrenaje nebombate (bombate)	X	X(X)		F_{s1r} (F'_{s1r})	F_{s1} (F'_{s1})
Bătaia radială a danturii; la angrenajul melcat – a roții (melcului)	X	X	X (X)	F_{rr} (f_{rr})	F_r (f_r)
Deplasarea axială a coroanei dințate		X		f_{AMr}	f_{AM}
Deplasarea planului median al roții melcate în angrenaj (la prelucrare)			X (X)	f_{xr} ($f_{\bar{x}cr}$)	f_{xs}, f_{xi} ($f_{\bar{x}cs}$, $f_{\bar{x}ci}$)
Deplasarea suplimentară a profilului de referință	X			E_{Hr}	E_{Hs}, E_{Hi}, T_H
Dimensiunile relative ale petei totale de contact, pe înălțimea și, respectiv, pe lungimea dinților	X	X	X	—	—
Jocul dintre flancuri	X	X	X	j_n	$j_{n\,min}$, T_{jn}

Tabelul 14.54 (continuare

Denumirea indicelui de precizie	Tipul angrenajului			Simbolul	
	Cilindric	Conic hipoid	Melcat cilindric	Indicele de precizie	Toleranța abaterilor (valorilor) limită**
Variația distanței de măsurat dintre axe la o rotație completă a roții, respectiv la rotirea roții cu un dinte	X		X	F''_{ir}, f''_{ir}	F''_i, f''_i
Variația jocului dintre flancuri		X		F_{vjr}	F_{vj}
Variația unghiului de măsurat dintre axe la angrenaj (roata în pereche cu roata etalon) la o rotație completă a roții, respectiv la rotirea roții cu un dinte		X		$F''_{i\Sigma or}$, $f''_{i\Sigma or}$ ($F''_{i\Sigma r}$, $f''_{i\Sigma r}$)	$F''_{i\Sigma o}$, $f''_{i\Sigma o}$ ($F''_{i\Sigma}$, $f''_{i\Sigma}$)
Variația unghiului dintre axe		X		$E_{\Sigma r}$	E_Σ

* Tipul de angrenaj la care există indicele de precizie este notat cu X sau (X).
** Pentru denumirile toleranțelor și abaterilor (valorilor) limită — v. standardele din tabelul 14.50.

Fiecare criteriu de precizie este definit de indici și complexe (grupe de indici de precizie (v. tabelele 14.57, 14.67 și 14.73) echivalenți; ca urmare, pentru verificarea unui criteriu este suficient să se aleagă un singur indice sau complex de indici care îl definește. Alegerea indicilor și/sau complexelor de indici pentru un criteriu o face producătorul, în funcție de destinația angrenajului și de condițiile tehnologice de fabricație și control.

Observații:

a. Controlul nemijlocit al roților dințate și angrenajelor după toți indicii unui complex ales pentru control nu este obligatoriu dacă producătorul garantează îndeplinirea cerințelor din standard (încadrarea în toleranțe și/sau abateri limite) prin sistemul de control al preciziei fabricației pe care îl posedă.

b. Dacă precizia cinematică și/sau precizia de funcționare lină a fiecărei roți dințate a angrenajului în raport cu axa de funcționare corespunde cerințelor standardului și nu se pune problema unui montaj selectiv, nu este obligatoriu controlul acestor precizii la angrenaj; invers, dacă precizia cinematică și/sau precizia de funcționare lină a angrenajului în stare montată finală se încadrează în cerințele standardului, nu este obligatorie verificarea acestor precizii la roțile angrenajului.

c. La verificarea criteriului contactului dintre dinți, dacă petele totală și momentană de contact ale angrenajului montat final corespund cerințelor standardului, nu este necesar controlul altor indici; sau, dacă precizia de contact a roților și indicii angrenajului f_x și f_y se încadrează în cerințele standardului, nu este obligatoriu controlul petei de contact la angrenaj.

În funcție de condițiile de funcționare ale angrenajului, pentru cele trei criterii de precizie se permite adoptarea unor trepte de precizie diferite, dar corelate conform tabelului 14.55.

Tabelul 14.55

Limite de corelare a treptelor de precizie

Criteriul de precizie cinematică	Criteriul de funcționare lină	Criteriul contactului dintre dinți
$\boxed{T_{pc}}$	$T_{pc} - 2 \leqslant T_{fl} \leqslant T_{pc} + 1$	$1 \leqslant T_c \leqslant T_{fl} + 1$ Melcat: $T_c = T_{fl}$
$T_{fl} - 1 \leqslant T_{pc} \leqslant T_{fl} + 2$	$\boxed{T_{fl}}$	$1 \leqslant T_c \leqslant T_{fl} + 1$ Melcat: $T_c = T_{fl}$
$T_{fl} - 1 \leqslant T_{pc} \leqslant T_{fl} + 2$	$T_{fl} \geqslant T_c - 1$ Melcat: $T_{fl} = T_c$	$\boxed{T_c}$

Observații.

1. T_{pc}, T_{fl}, T_c — treapta de precizie cinematică, de funcționare lină, respectiv a contactului dintre dinți.

2. Corelarea treptelor diferitelor criterii se face pe orizontală, în funcție de treapta cu simbolul încadrat.

Jocul dintre flancuri este o mărime independentă de treapta de precizie adoptată. Jocul minim (garantat) dintre flancuri $j_{n\,min}$ este una dintre mărimile definitorii ale *criteriului jocului dintre flancuri* din standarde. Pentru obținerea diferitelor valori ale jocului minim dintre flancuri au fost stabilite șase tipuri de *ajustaje ale roților dințate* (notate cu **A, B, C, D, E, H** — în ordinea scăderii jocului minim) și opt tipuri de *toleranțe ale jocului dintre flancuri* T_{jn} (simbolizate cu **x, y, z, a, b, c, d, e, h**), iar la angrenajele cilindrice și cu cremalieră și șase *trepte de precizie pentru abaterea distanței dintre axe* (I, II, III, IV, V, VI — în ordinea scăderii preciziei) (fig. 14.37).

Pentru a se asigura jocul minim garantat dintre flancuri trebuie să se respecte corespondențele precizate în tabelul 14.56. Dacă necesitățile funcționale o cer, se admite să se modifice corespondența dintre tipul ajustajului roților dințate în angrenare și tipul toleranței jocului dintre flancuri (în acest caz se pot utiliza și tipurile de toleranțe **x, y, z**); de asemenea, se admite modificarea corespondenței dintre tipul ajustajului și treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe.

Notarea pe desen a preciziei angrenajelor. Notarea rezultă din *exemplele* care urmează.

a. Precizia unui angrenaj cilindric, conic sau melcat care are treapta 7 de precizie pentru toate cele trei criterii și tipul C al ajustajului, la care se respectă corespondențele conform tabelului 14.56, se notează: 7—C STAS 6273-81.

b. Precizia unui angrenaj cilindric, conic sau melcat care are treptele 8, 7 și 6 pentru criteriile (în ordine) de precizie cinematică, de funcționare lină și al contactului dintre dinți, tipul **B** al ajustajului și — fără respectarea corespondenței din tabelul 14.56 — tipul **a** al toleranței jocului dintre flancuri,

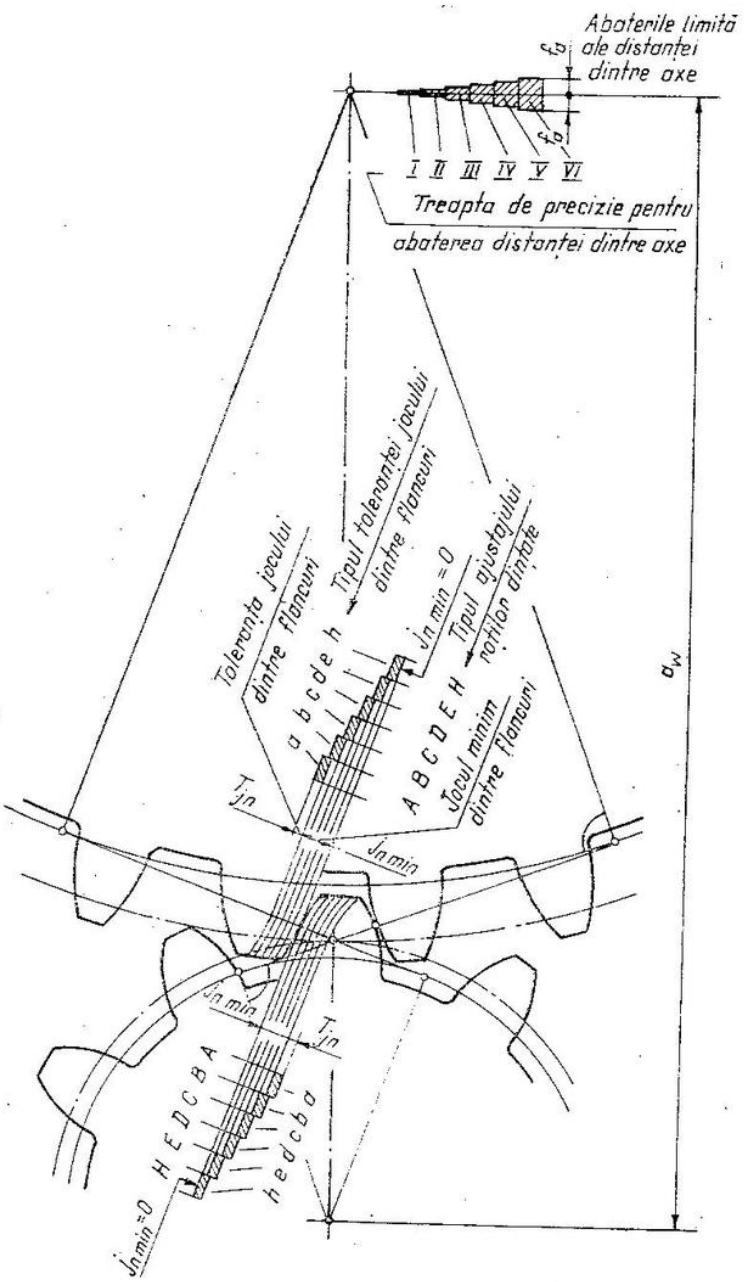


Fig. 14.37. Indicii de precizie care determină mărimea jocului dintre flancuri.

dar la care se respectă corespondența dintre tipul ajustajului și treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe dată în tabelul 14.56 se notează: 8—7—6—Ba STAS 6273-81.

Tabelul 14.56

Corespondențele dintre tipul ajustajului, tipul toleranței jocului dintre flancuri și treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe

Tipul ajustajului roților dințate de angrenare		—	A	B	C	D	E	H
Treapta de precizie după criteriul de funcționare lină la angrenajele:	cilindrice	3—12	3—12	3—11	3—9	3—8	3—7	
	cu cremalieră		3—12	3—10	3—9	3—8	3—7	
	conice		4—12	4—10	4—9	4—8	4—7	
	melcate*	5—12	5—12	5—12	3—9	3—8	1—6	
Tipul toleranței jocului dintre flancuri		x, y, z**	a	b	c	d	h	
Treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe***			VI	V	IV	III	II	

* Treapta de precizie se adoptă după criteriul preciziei cinematice.
** Nu există la angrenajele cu cremalieră, conice sau hipoide.
*** Nu există la angrenajele conice, hipoide sau melcate.

Dacă nu se prescrie treapta de precizie pentru unul dintre criterii (pentru că nu este necesar), atunci în locul numărului treptei se înscrie litera N. Dacă în exemplul anterior nu se adoptă treapta de precizie pentru criteriul de precizie cinematică, notarea este: N—7—6—Ba STAS 6273-81.

c. În cazul unui angrenaj cilindric la care se adoptă o treaptă de precizie a abaterii distanței dintre axe mai puțin precisă decît prevede corespondența cu tipul de ajustaj conform tabelului 14.56, în notarea preciziei se indică această treaptă și, de asemenea, jocul minim adoptat (micșorat) dintre flancuri $j'_{n\,min}$ obținut din expresia

$$j'_{a\,min} = j_{n\,min} - 0{,}68\,(|f'_a| - |f_a|),$$

în care: $j_{n\,min}$ și f_a sînt valorile tabelare ale jocului minim dintre flancuri și abaterii limită a distanței dintre axe pentru tipul de ajustaj dat; f'_a — abaterea limită a distanței dintre axe pentru treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe aleasă mai puțin precisă.

De exemplu, precizia angrenajului cilindric cu treptele de precizie 8, 7 și 6, pentru criteriile (în ordine) de precizie cinematică, de funcționare lină și al contactului dintre dinți, tipul **C** al ajustajului, tipul **a** al toleranței jocului dintre flancuri și treapta de precizie V a abaterii distanței dintre axe — la care se obține, pentru $a_w = 450$ mm, $j'_{n\,min} = 155 - 0{,}68\,(120-80) \approx 128$ μm — se notează: 8—7—6—Ca/V—128 STAS 6273-81.

Dacă se adoptă, invers, o treaptă de precizie a abaterii distanței dintre axe mai precisă decît cea corespunzătoare tipului ajustajului conform tabe-

lului 14.56, jocul minim dintre flancuri va fi mai mare decît cel prescris în standard; acest joc mărit nu se indică în mod obligatoriu în notația preciziei angrenajului.

14.2.2. *Precizia angrenajelor cilindrice*

În tabelul 14.57 sînt redați indicii și complexele de indici de precizie ai criteriilor de precizie cinematică, de funcționare lină și al contactului dintre dinți și treptele de precizie la care se controlează.

Toleranțele și abaterile limită ale unor indici ai celor trei criterii pentru treptele de precizie 6...9 — cel mai des realizate în tehnică — sînt date în tabelele 14.58 — 14.62 (pentru alți indici și trepte de precizie v. STAS 6273-81).

Expresiile pentru calculul unor toleranțe și abateri limită în funcție de parametrii geometrici sînt prezentate în tabelul 14.63; pentru criteriul jocului dintre flancuri, expresiile de calcul al unor mărimi sînt date în tabelul 14.64. Unele expresii de determinare a celorlalte toleranțe și abateri limită sînt date în tabelul 14.65.

În tabelul 14.66 sînt sintetizați indicii și complexele de indici de precizie recomandați cu prioritate, ținînd seama de răspîndirea mai mare a aparaturii pentru controlul lor.

Tabelul 14.57

Indicii și complexele de indici de precizie de controlat la angrenajele cilindrice cu anumite trepte de precizie

Obiectul de controlat	Criteriul								
	Precizie cinematică			Funcționare lină			Contactul dintre dinți		
	Angrenaj cu ε_β	Indicii sau complexul de indici de precizie	Treptele de precizie	Angrenaj cu ε_β	Indicii sau complexul de indici de precizie	Treptele de precizie	Angrenaj cu ε_β	Indicii sau complexul de indici de precizie	Treptele de precizie
Roată dințată	—	F'_{ir} F_{pr} și F_{pkr}	3 ... 8 3 ... 6	$< \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_r f_{zzr}	3 ... 8 3 ... 8	$\geq \varepsilon_{\beta\,lim}$ (sau oarecare pentru treptele 9 ... 12)	$F_{\beta r}$	3 ... 12
		F_{pr}	7 ... 8		f_{pbr} și f_{fr}	3 ... 8			
		F_{cr} și F_{rr}	3 ... 8		f_{pbr} și f_{ptr}	3 ... 8			
		F_{vWr} și F_{rr}	3 ... 8		f''_{ir}	5 ... 8		F_{kr}	3 ... 12
		F_{vWr} și F'_{ir}	5 ... 8	$\geq \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_{zkr} f_{ptr}	3 ... 8 7 ... 8	$< \varepsilon_{\beta\,lim}$ (sau oarecare pentru treapta 9)	F_{pxnr} și F_{kr}	3 ... 9
		F_{cr} și F'_{ir}	5 ... 8	—	f''_{ir}	9 ... 12		F_{pxnr} și f_{pbr}	3 ... 9
		F''_{ir} *)	7 ... 12		f_{pbr}	9 ... 12			
		F_{rr}	9 ... 12		f_{ptr}	9 ... 12			

Tabelul 14.57 (continuare)

Obiectul de controlat	Criteriul: Precizie cinematică — Angrenaj cu z_β	Precizie cinematică — Indicii sau complexul de indici de precizie	Precizie cinematică — Treptele de precizie	Funcționare lină — Angrenaj cu ε_β	Funcționare lină — Indicii sau complexul de indici de precizie	Funcționare lină — Treptele de precizie	Contactul dintre dinți — Angrenaj cu ε_β	Contactul dintre dinți — Indicii sau complexul de indici de precizie	Contactul dintre dinți — Treptele de precizie
Angrenaj	—	F'_{ior}	3 ... 8	$< \varepsilon_{\beta\,lim}$	f'_{ior}	3 ... 8	—	f_{xr} și f_{yr} **	3 ... 12
					f_{zzor}	3 ... 8		Pata totală de contact	3 ... 12
				$\geq \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_{zkor}	3 ... 8		Pata momentană de contact	3 ... 12

*) Treptele 7 și 8 se controlează numai la $d > 1600$ mm.

**) Complex de indici numai pentru angrenaje cu dispunere nereglabilă a axelor.

Observații: 1. V. observațiile a) ... c) din § 14.2.1.

2. Valorile $\varepsilon_{\beta\,lim}$: 1,25 pentru treptele 3—4; 1,5 — treapta 5; 2 — treapta 6; 2,5 — treapta 7; 3 — treapta 8.

3. Indicii încadrați sînt preferențiali datorită răspîndirii mai mari a aparaturii de control.

4. Pentru alte observații, v. STAS 6273-81.

Tabelul 14.58

Criteriul de precizie cinematică. Valori pentru F_r, F_{vW}
(extras din STAS 6273-81)

Treapta de precizie	Simbolul	Modulul normal m_n, mm	Diametrul de divizare al roții d, mm: Pînă la 125	Peste 125 la 400	Peste 400 la 800	Peste 800 la 1600	Peste 1600 la 2500	Peste 2500 la 4000	Peste 4000 la 6300
			Valoarea, μm						
6	F_r	De la 1 la 3,5	25	36	45	50	56	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	28	40	50	56	63	71	—
		Peste 6,3 la 10	32	45	56	63	71	80	90
		Peste 10 la 16	—	50	63	71	80	90	100
	F_{vW}	De la 1 la 16	16	28	45	70	—	—	—
7	F_r	De la 1 la 3,5	36	50	63	71	80	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	40	56	71	80	90	100	
		Peste 6,3 la 10	45	63	80	90	100	112	125
		Peste 10 la 16	—	71	90	100	112	125	140
		Peste 16 la 25	—	80	100	112	125	140	160
	F_{vW}	De la 1 la 25	22	40	60	100	—	—	—

Tabelul 14.58 (continuare)

Treapta de precizie	Simbolul	Modulul normal m_n, mm	Diametrul de divizare al roții d, mm						
			Până la 125	Peste 125 la 400	Peste 400 la 800	Peste 800 la 1600	Peste 1600 la 2500	Peste 2500 la 4000	Peste 4000 la 6300
			Valoarea, μm						
8	F_r	De la 1 la 3,5	45	63	80	90	100	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	50	71	90	100	112	125	—
		Peste 6,3 la 10	56	90	100	112	125	140	160
		Peste 10 la 16	—	90	112	125	140	160	180
		Peste 16 la 25	—	100	125	140	160	180	200
		Peste 25 la 40	—	—	140	160	190	224	250
	F_{vW}	De la 1 la 40	28	50	80	120	—	—	—
9	F_r	De la 1 la 3,5	71	80	100	112	125	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	80	110	112	125	140	160	—
		Peste 6,3 la 10	90	112	125	140	160	180	200
		Peste 10 la 16	—	125	160	160	180	200	224
		Peste 16 la 25	—	160	200	200	224	224	250
		Peste 25 la 40	—	—	250	250	280	280	315
		Peste 40 la 55	—	—	315	315	355	355	400
	F_i''	De la 1 la 3,5	90	112	140	160	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	112	140	160	180	—	—	—
		Peste 6,3 la 10	125	160	180	200	—	—	—
		Peste 10 la 16	—	180	224	224	—	—	—

Observații. 1. F_r se alege folosind: la angrenajele conice și hipoide — modulul normal mediu m_n și diametrul de divizare mediu d_m; la angrenajele melcate cilindrice — modulul axial m_a și diametrul de divizare al roții melcate d_2.

2. V. observațiile din STAS 6273-81; STAS 6460-81 și STAS 6461-81.

Tabelul 14.59

Criteriul de funcționare lină. Valori pentru f_{pt}, f_{pb}, f_f
(extras din STAS 6273-81)*

Treapta de precizie	Simbolul	Modulul normal m_n, mm	Diametrul de divizare al roții d, mm						
			Până la 125	Peste 125 la 400	Peste 400 la 800	Peste 800 la 1600	Peste 1600 la 2500	Peste 2500 la 4000	Peste 4000 la 6300
			Valoarea, μm						
6	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±10	±11	±13	±14	±16	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	±13	±14	±14	±16	±18	±20	—
		Peste 6,3 la 10	±14	±16	±18	±18	±20	±22	±25
		Peste 10 la 16	—	±18	±20	±20	±22	±25	±28
	f_{pb}	De la 1 la 3,5	±9,5	±10	±12	±13	±15	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	±12	±13	±13	±15	±17	±19	—
		Peste 6,3 la 10	±13	±15	±17	±17	±19	±21	±24
		Peste 10 la 16	—	±17	±19	±19	±21	±24	±26
	f_f	De la 1 la 3,5	8	9	12	17	24	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	10	11	14	18	25	34	—
		Peste 6,3 la 10	12	13	16	20	28	36	53
		Peste 10 la 16	—	16	18	22	30	38	56

Tabelul 14.59 (continuare)

Treapta de precizie	Simbolul	Modulul normal m_n, mm	Diametrul de divizare al roții d, mm						
			Pînă la 125	Peste 125 la 400	Peste 400 la 800	Peste 800 la 1600	Peste 1600 la 2500	Peste 2500 la 4000	Peste 4000 la 6300
			Valoarea, μm						
–	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±14	±16	±18	±20	±22	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	±18	±20	±20	±22	±25	±28	–
		Peste 6,3 la 10	±20	±22	±25	±25	±28	±32	±36
		Peste 10 la 16	–	±25	±28	±28	±32	±36	±40
		Peste 16 la 25	–	±32	±36	±36	±40	±40	±45
	f_{pb}	De la 1 la 3,5	±13	±15	±17	±19	±21	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	±17	±19	±19	±21	±24	±26	–
		Peste 6,3 la 10	±19	±21	±24	±24	±26	±30	±34
		Peste 10 la 16	–	±24	±26	±26	±30	±34	±38
		Peste 16 la 25	–	±30	±34	±34	±38	±38	±42
	f_f	De la 1 la 3,5	11	13	17	24	36	–	–
		De la 3,5 la 6,3	14	16	20	28	38	53	–
		Peste 6,3 la 10	17	19	24	30	40	56	80
		Peste 10 la 16	–	22	26	34	45	60	85
		Peste 16 la 25	–	30	36	42	53	67	95
8	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±20	±22	±25	±28	±32	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	±25	±28	±28	±32	±36	±40	–
		Peste 6,3 la 10	±28	±32	±36	±36	±40	±45	±50
		Peste 10 la 16	–	±36	±40	±40	±45	±50	±56
		Peste 16 la 25	–	±45	±50	±50	±56	±56	±63
		Peste 25 la 40	–	–	±63	±63	±71	±71	±80
	f_{pb}	De la 1 la 3,5	±19	±21	±24	±26	±30	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	±24	±26	±26	±30	±34	±38	–
		Peste 6,3 la 10	±26	±30	±34	±34	±38	±42	±48
		Peste 10 la 16	–	±34	±38	±38	±42	±48	±53
		Peste 16 la 25	–	±42	±48	±48	±53	±53	±60
		Peste 25 la 40	–	–	±60	±60	±67	±67	±75
	f_f	De la 1 la 3,5	14	18	25	36	50	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	20	22	28	40	56	80	–
		Peste 6,3 la 10	22	28	36	45	63	90	125
		Peste 10 la 16	–	32	40	50	71	90	130
		Peste 16 la 25	–	45	56	63	80	100	150
9	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±28	±32	±36	±40	±45	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	±36	±40	±40	±45	±50	±56	–
		Peste 6,3 la 10	±40	±45	±50	±50	±56	±63	±71
		Peste 10 la 16	–	±50	±56	±56	±63	±71	±80
		Peste 16 la 25	–	±63	±71	±71	±80	±80	±90
		Peste 25 la 40	–	–	±90	±90	±100	±100	±112
		Pesre 40 la 55	–	–	±112	±125	±125	±140	±140
	f_{pb}	De la 1 la 3,5	±26	±30	±34	±38	±42	–	–
		Peste 3,5 la 6,3	±34	±38	±38	±42	±48	±53	–
		Peste 6,3 la 10	±38	±42	±48	±45	±53	±60	±67
		Peste 10 la 16	–	±48	±53	±53	±60	±67	±75
		Peste 16 la 25	–	±60	±67	±67	±75	±75	±85
		Peste 25 la 40	–	–	±85	±85	±95	±95	±106
		Peste 40 la 55	–	–	±106	±118	±118	±132	±132

* V. observațiile din STAS 6273-81.

*Tabelul 14.6**

Criteriul contactului dintre dinți. Valorile pentru F_β, f_x, f_y
(extras din STAS 6273-81)*

Treapta de precizie	Simbol	Modulul normal m_n, mm	Lățimea coroanei dințate (a semi-V-ului) sau lungimea liniei de contact, mm							
			Pînă la 40	Peste 40 la 100	Peste 100 la 120	Peste 120 la 250	Peste 250 la 400	Peste 400 la 630	Peste 630 la 1000	Peste 1000 la 1250
			Valoarea, μm							
6	F_β	De la 1 la 16	9	12	16	20	25	28	32	40
	f_x	De la 1 la 16	9	12	16	20	25	28	32	40
	f_y	De la 1 la 16	4,5	6,3	8	10	12	14	16	20
7	F_β	De la 1 la 25	11	16	20	25	28	32	40	50
	f_x	De la 1 la 25	11	16	20	25	28	32	40	50
	f_y	De la 1 la 25	5,6	8	10	12	14	16	20	25
8	F_β	De la 1 la 40	18	25	32	40	45	56	—	—
	f_x	De la 1 la 40	18	25	32	40	45	56	—	—
	f_y	De la 1 la 40	9	12	16	20	22	28	—	—
9	F_β	De la 1 la 55	28	40	50	63	71	90	—	—
	f_x	De la 1 la 55	28	40	50	63	71	90	—	—
	f_y	De la 1 la 55	14	20	25	30	36	45	—	—

* V. observațiile din STAS 6273-81.

Tabelul 14.6

Criteriul contactului dintre dinți. Dimensiunile relative ale petei totale de contact
(extras din STAS 6273-81)*

Treapta de precizie	Dimensiunile relative ale petei totale de contact, %	
	Pe înălțimea dinților	Pe lungimea dinților
3	65	95
4	60	90
5	55	80
6	50	70
7	45	60
8	40	50
9	30	40
10	25	30
11	20	25

* V. observațiile din STAS 6273-81.

Criteriul jocului dintre flancuri. Valori pentru $j_{n\,min}$ și f_a

(extras din STAS 6273-81)*

Tipul ajustajului	Treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe	Simbolul	Distanța dintre axe a_w, mm															
			Pînă la 80	Peste 80 la 125	Peste 125 la 250	Peste 180 la 250	Peste 250 la 315	Peste 315 la 400	Peste 400 la 500	Peste 500 la 630	Peste 630 la 800	Peste 800 la 1 000	Peste 1 000 la 1 250	Peste 1 250 la 1 600	Peste 1 600 la 2 000	Peste 2 000 la 2 500	Peste 2 500 la 3 150	Peste 3 150 la 4 000
			Valoarea, µm															
H	I		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	II		30	35	40	46	52	57	63	70	80	90	105	125	150	175	210	260
D	III	$j_{n\,min}$	46	54	63	72	81	89	97	110	125	140	165	195	230	280	330	410
C	IV		74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260	310	370	440	540	660
B	V		120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420	500	600	700	860	1050
A	VI		130	220	250	290	320	360	400	440	500	560	660	780	920	1100	1350	1650
—	I		±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20	±22	±25	±28	±35	±40	±45	±55	±70	±90
H, E	II		±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30	±35	±40	±45	±50	±60	±70	±90	±110	±140
D	III	f_a	±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50	±55	±60	±70	±80	±100	±110	±140	±160	±200
C	IV		±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80	±90	±100	±110	±140	±160	±180	±220	±280	±350
B	V		±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120	±140	±160	±180	±220	±250	±300	±350	±450	±550
A	VI		±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200	±220	±250	±280	±350	±400	±450	±550	±700	±800

* V. observațiile din STAS 6273-81.

Tabelul 14.63

Expresii pentru calculul unor toleranțe și abateri limită în funcție de parametrii geometrici (extras din STAS 6273-81)

Treapta de precizie	F_r				$F_{vw} = F_c$		f_{pt}		f_f		f''_i		F_{pxn}		F_β	
	1		2													
	$F_r = Am_n + B\sqrt{d} + C$, $B = 0{,}25\ A$		$F_r = Am_n + B\sqrt{d} + C$, $B = 1{,}4\ A$		$F_{vw} = A\sqrt[3]{d} + Bd$		$f_{pt} = \pm(Am_n + B\sqrt{d} + C)$, $B = 0{,}25\ A$		$f_r = Am_n + Bd + C$, $B = 0{,}125\ A$		$f''_i = Am_n + B\sqrt{d} + C$, $B = 0{,}25\ A$		$F_{pxn} = Ab + B$		$F_\beta = A\sqrt{b} + C$	
	A	C	A	C	A	B	A	C	A	C	A	C	A	B	A	C
6	2,24	28	1	12	3,25	0,031	0,63	8	0,63	6,3	0,90	11,2	0,036	12	1	5
7	3,15	40	1,4	17	4,55	0,044	0,90	11,2	1	8	1,25	16	0,045	15	1,25	6,3
8	4	50	1,75	21	5,68	0,055	1,25	16	1,6	10	1,8	22,4	0,071	23,7	2	10
9	5	63	—	—	7,10	0,068	1,8	22,4	2,5	16	2,24	28	0,11	37,44	3,15	16

Observații. 1. Pentru semnificațiile simbolurilor d, m_n, și b, *v.* § 14.1.
2. d, m_n, b se introduc în mm; toleranțele și abaterile limită rezultă în μm.
3. V. observațiile din STAS 6273-81.

Tabelul 14.64

Expresii pentru mărimi ale criteriului jocului dintre flancuri (extras din STAS 6273-81)*

Denumirea parametrului	Tipul ajustajului						
	—	H	E	D	C	B	A
Jocul minim dintre flancuri $j_{n\,min}$	—	0	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
Abaterile limită ale distanței dintre axe f_a (treapta de precizie a abaterii distanței dintre axe)	±0,5 IT6 (treapta I)	±0,5 IT7 (treapta II)		±0,5 IT8 (treapta III)	±0,5 IT9 (treapta IV)	±0,5 IT10 (treapta V)	±0,5 IT11 (treapta VI)
Toleranța deplasării suplimentare a profilului de referință T_H (tipul toleranței jocului dintre flancuri)		$1{,}1\,F_r + 20$ (h)		$1{,}4\,F_r + 25$ (d)	$1{,}8\,F_r + 32$ (c)	$2{,}2\,F_r + 40$ (b)	$2{,}5\,F_r + 50$ (a)
		pentru (z): $3{,}15\,F_r + 63$; pentru (y): $4\,F_r + 80$; pentru (x): $5\,F_r + 100$					

* V. observațiile din STAS 6273-81.

Tabelul 14.65

Expresii de legătură între toleranțe și abateri limită (extras din STAS 6273-81)

Criteriul	Expresia
Precizie cinematică	$F_i'' = 1{,}4\ F_r$
Funcționare lină	$f_{pb} = f_{pt} \cos \alpha_t$
Contactul dintre dinți	$f_x = F_\beta$; $f_y = 0{,}5\ F_\beta$
Jocul dintre flancuri	$E_{Hs} = -(j_{n\,min} + k_j)/(4 \sin \alpha_n)$; $E_{Wms} = -2(\lvert E_{Hs}\rvert + 0{,}35\ F_r) \sin \alpha_n$; $T_{Wm} = 2(T_H - 0{,}7\ F_r) \sin \alpha_n$; $E_{Ws} = 2\ E_{Hs} \sin \alpha_n$; $T_W = 2\ T_H \sin \alpha_n$; $E_{cs} = 2\ E_{Hs} \operatorname{tg} \alpha_n$; $T_c = 2\ T_H \operatorname{tg} \alpha_n$; $E_{Ms} = E_{Wms}/(\sin \alpha_B \cos \beta_b)$; $T_M = T_{Wm}/(\sin \alpha_D \cos \beta_b)$

Observații. 1. $k_j = \sqrt{(f_a \sin \alpha)^2 + 2 f_{pb}^2 + 2 F_\beta + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}$.
2. Pentru semnificațiile simbolurilor α_n, α_t, α_B, β_b, v. § 14.1.
3. Pentru celelalte expresii și observații, v. STAS 6273-81.

Tabelul 14.66

Indicii și complexele de indici de precizie recomandați pentru controlul angrenajelor cilindrice

Criteriul de precizie	Obiectul de controlat		Treapta de precizie: 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 — Indicii și complexele de indici de precizie
Criteriul de precizie cinematică	Roată dințată		F_{vWr} și F_{rr} | F_{rr} — F_{ir}''; F_{rr}
Criteriul de funcționare lină	Roata dințată a angrenajului cu:	$\varepsilon_\beta < \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_{pbr} și f_{fr}; f_{pbr} și f_{ptr} | — | f_r'' —
		$\varepsilon_\beta \geqslant \varepsilon_{\beta\,lim}$	— | f_{ptr}
			F_{pxnr} și f_{pbr}
		ε_β oarecare	— | f_{ir}''; f_{pbr}; f_{ptr}
Criteriul contactului dintre dinți	Roata dințată a angrenajului cu $\varepsilon_\beta < \varepsilon_{\beta\,lim}$		$F_{\beta r}$
	Angrenajul cu dispunerea axelor:	nereglabilă	f_{xr} și f_{yr}
		oarecare	Pata totală și pata momentană de contact | —
Criteriul jocului dintre flancuri	Roata dințată		E_{Wr}; E_{cr}; E_{Mr}
	Angrenajul cu dispunerea axelor:	nereglabilă	f_{ar}
		reglabilă	$j_{n\,min}$

* Numai pentru diametre de divizare $d > 1600$ mm.

Observații. 1. Recomandările au fost făcute ținînd seama de răspîndirea mai mare a aparaturii de control.

2. Pentru $\varepsilon_{\beta\,lim}$, v. observația 2 a tabelului 14.57.

14.2.3. *Precizia angrenajelor conice și hipoide*

Pentru angrenajele conice (cu dinți drepți, înclinați sau curbi) și hipoide indicii și complexele de indici de precizie ai criteriilor de precizie cinematică, de funcționare lină și al contactului dintre dinți și treptele de precizie la care se controlează sînt dați în tabelul 14.67. În tabelul 14.58 s-a indicat toleranța F_r. Alte toleranțe și abateri limită sînt precizate în tabelele 14.68—14.70 (pentru ceilalți indici și trepte de precizie v. STAS 6460-81). În tabelul 14.71 se prezintă expresii pentru calculul unor toleranțe și abateri limită în funcție de parametrii geometrici. Cîteva expresii de determinare a altor toleranțe și abateri limită sînt date în tabelul 14.72.

Tabelul 14.67

Indicii și complexele de indici de precizie de controlat la angrenajele de conice și hipoide

Obiectul de controlat	Criteriul: de precizie cinematică			de funcționare lină			al contactului dintre dinți		
	Angrenaj cu ε_β	Indicii sau complexele de indici de precizie	Treptele de precizie	Angrenaj cu ε_β	Indicii sau complexele de indici de precizie	Treptele de precizie	Angrenaj cu ε_β	Indicii sau complexele de indici de precizie	Treptele de precizie
Roată dințată	—	F'_{ir}	4 ... 8	$\geq \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_{zkr}	4...8	—	F_{shr} și F_{slr}	4...12
		F_{pr} și F_{pkr}	4...6						
		F_{pr}	7...8		f_{ptr} și f_{cr}	4...8			
		F_{rr} și F_{cr}	4...8						
		F''_{rr}	7...12	—	f_{ptr}	9...12			
		$F''_{i\Sigma r}$ și F_{cr}	5...8						
		$F''_{i\Sigma r}$	9...12		$f''_{i\Sigma r}$	9...12			
Angrenaj	—	F'_{ior}	4...8	$< \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_{zzor} și f_{AMr}	4...8	—	F_{shr}, F_{slr} și f_{ar}	4...12
		F_{vjr} și F_{cr}	4...8	$\geq \varepsilon_{\beta\,lim}$	f_{zkor} și f_{AMr}	4...8			
		F_{vjr}	9...12	—	f_{AMr}	9...12			

* Treptele 7 și 8 se controlează numai la $d > 1600$ mm.

Observații 1. V. observațiile a) ... c) din § 14.2.1.

2. Valorile $\varepsilon_{\beta\,lim}$: 1,35 pentru treptele 4 ... 5; 1,55 — treptele 6 ... 7; 2 — treapta 8.

3. Indicii încadrați sînt preferențiali datorită răspîndirii mai mari a aparaturii de control

4. Pentru alte observații v. STAS 6460-81.

Tabelul 14.68

Criteriul de funcționare lină. Valori pentru f_{pt}, $f'_{i\Sigma 0}$ (extras din STAS 6460-81)*)

Treapta de precizie	Simbolul	Modulul normal mediu m_n, mm	Diametrul de divizare mediu d_m, mm					
			Pînă la 125	Peste 125 la 400	Peste 400 la 800	Peste 800 la 1600	Peste 1600 la 2500	Peste 2500 la 4000
			Valoarea, μm					
6	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±10	±11	±13	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	±13	±14	±14	±16	—	—
		Peste 6,3 la 10	±14	±16	±18	±18	±20	—
		Peste 10 la 16	±17	±18	±20	±22	±22	±25
7	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±14	±16	±18	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	±18	±20	±20	±22	—	—
		Peste 6,3 la 10	±20	±22	±25	±25	±28	±32
		Peste 10 la 16	±24	±25	±28	±28	±32	±36
		Peste 16 la 25	±30	±32	±36	±36	±40	±40
8	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±20	±22	±25	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	±25	±28	±28	±32	—	—
		Peste 6,3 la 10	±28	±32	±36	±36	±40	—
		Peste 10 la 16	±34	±36	±40	±40	±45	±50
		Peste 16 la 25	±42	±45	±50	±50	±56	±56
		Peste 25 la 40	—	±60	±63	±63	±71	±71
		Peste 40 la 56	—	—	±85	±85	±90	±95
9	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±28	±32	±32	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	±36	±40	±40	±45	—	—
		Peste 6,3 la 10	±40	±45	±50	±50	±56	—
		peste 10 la 16	±48	±50	±56	±56	±63	±71
		Peste 16 la 25	±60	±63	±71	±71	±80	±80
		Peste 25 la 40	—	±85	±90	±90	±100	±100
		Peste 40 la 56	—	—	±120	±125	±130	±140
	$f'_{i\Sigma 0}$	De la 1 la 3,5	53	60	67	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	60	67	75	80	—	—
		Peste 6,3 la 10	71	80	85	90	100	—
		Peste 10 la 16	85	90	100	110	120	125

*) V. observațiile din STAS 6460-81.

Tabelul 14.69

Criteriul contactului dintre dinți. Dimensiunile relative ale petei totale de contact și valorile F_{s1}, F'_{s1}, F_{sh}, F'_{sh} (extras din STAS 6460-81)*)

Treapta de precizie	Pata totală de contact					
	Pe lungimea dintelui			Pe înălțimea dintelui		
	Dimensiuni relative la angrenajul:		Abateri limită F_{s1}, F'_{s1}	Dimensiuni relative la angrenajul:		Abateri limită F_{sh}, F'_{sh}
	nemodificat (nebombat)	bombat (cu contact punctiform)		nemodificat (nebombat)	bombat (cu contact punctiform)	
	%					
4–5	70	65 ... 80	±10	75	75 ... 90	±10
6–7	60	60 ... 75	±10	65	75 ... 90	±10
8–9	50	50 ... 70	±15	55	70 ... 85	±15
10–12	40	40 ... 65	±15	45	60 ... 80	±15

*) V. observațiile din STAS 6460-81.

Tabelul 14.70

Criteriul jocului dintre flancuri. Valorile $j_{n\,min}$ (Extras din STAS 6460-81)*

Tipul ajustajului	Lungimea mediană a generatoarei de divizare R_m, mm																				
	Pînă la 50			Peste 50 la 100			Peste 100 la 200			Peste 200 la 400			Peste 400 la 800			Peste 800 la 1000			Peste 1000		
	Unghiul conului de divizare δ_1																				
	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°	Pînă la 15°	Peste 15° la 25°	Peste 25°
	Valoarea, μm																				
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	15	21	25	21	25	30	25	35	40	30	46	52	40	57	70	52	80	105	70	125	175
D	22	33	39	33	39	46	39	54	63	46	72	81	63	89	110	81	125	165	110	195	280
C	36	52	62	52	62	74	62	87	100	74	115	130	100	140	175	130	200	260	175	310	440
B	58	84	100	84	100	120	100	140	160	120	185	210	160	230	280	210	320	420	280	500	710
A	90	130	160	130	160	190	160	220	250	190	290	320	250	360	340	320	500	660	400	780	1100

* V. observațiile din STAS 6460-81.

Tabelul 14.71

Expresii pentru calculul unor toleranțe și abateri limită în funcție de parametrii geometrici (extras din STAS 6460-81)

Treapta de precizie	F_r				f_{pt}		f_a	
	1		2					
	$F_r = Am_n + B\sqrt{d_m} + C$ $B = 0{,}25\ A$		$F_r = Am_n + B\sqrt{d_m} + C$ $B = 1{,}4\ A$		$f_{pt} = \pm (Am_n + B\sqrt{d_m} + C)$ $B = 0{,}25\ A$		$f_a = \pm (A\sqrt{0{,}3\ R_m} + C)$	
	A	C	A	C	A	C	A	C
6	2,24	28	1	12	0,63	8	1,5	7,5
7	3,15	40	1,4	17	0,90	11,2	1,87	9,45
8	4	50	1,75	21	1,25	16	3,0	15
9	5	63	2,2	26,5	1,8	22,4	4,75	24

Observații. 1. Pentru semnificațiile simbolurilor d_m, m_n și R_m v. § 14.1.
2. d_m, m_n, R_m se introduc în mm; toleranțele și abaterile limită rezultă în μm.
3. V. și observațiile din STAS 6273-81.

Tabelul 14.72

Expresii de legătură între toleranțe și abateri limită (extras din STAS 6460-81)*

Criteriul	Expresia
de precizie cinematică	$F_{vj} = 1{,}36\ F_r$; $F''_{i\Sigma 0} = 1{,}96\ F_r$; $F''_{i\Sigma} = 0{,}7\ F''_{i\Sigma 0}$
de funcționare lină	$f''_{i\Sigma 0} = 1{,}96\ f_{pt}$; $f''_{i\Sigma} = 0{,}7\ f''_{i\Sigma 0}$

* V. și observațiile din STAS 6460-81.

14.2.4. *Precizia angrenajelor melcate cilindrice*

În tabelul 14.73 se indică indicii și complexele de indici de precizie pentru criteriile de precizie cinematică, de funcționare lină și al contactului dintre dinți și treptele de precizie de control în cazul angrenajelor melcate cilindrice.

Pentru roata melcată valorile F_r s-au dat în tabelul 14.58. În tabelele 14.74 și 14.75 se indică alte toleranțe și abateri limită (pentru celelalte mărimi și trepte de precizie v. STAS 6461-81).

Expresii de calcul al unor toleranțe și abateri limită în funcție de parametrii geometrici se prezintă în tabelul 14.76. Expresii de legătură pentru determinarea altor toleranțe și abateri limită sînt indicate în tabelul 14.77.

Tabelul 14.73

Indicii și complexele de indici de precizie și treptele de precizie de control la angrenajele melcate cilindrice cu anumite trepte de precizie

Obiectul de controlat	Criteriul: de precizie cinematică — Indicii sau complexele de indici de precizie	Criteriul: de precizie cinematică — Treptele de precizie	Criteriul: de funcționare lină — Indicii sau complexele de indici de precizie	Criteriul: de funcționare lină — Treptele de precizie	Criteriul: contactului dintre dinți — Poziția axelor	Criteriul: contactului dintre dinți — Indicii sau complexele de indici de precizie	Criteriul: contactului dintre dinți — Treptele de precizie
Melcul	—	—	f_{hsr} și f_{rr}	2 ... 6			
			f_{hr} și f_{hkr}	2 ... 6			
			f_{hr}, f_{hkr}, f_{f1r} și f_{rr}	4 ... 8	—	—	—
			f_{pzr}, f_{f1r} și f_{rr}				
Roată melcată	F'_{ir}	1 ... 8	f_{zkr}	2 ... 7	—	—	—
	F_{pr} și F_{pkr}	1 ... 6					
	F_{pr}	7 ... 8	f''_{ir}	8 ... 12			
	F_{cr} și F_{rr}	1 ... 8	f_{ptr} și f_{fzr}	5 ... 8			
	F''_{ir} și F_{cr}	8					
	F''_{ir}	9 ... 12	f_{ptr}	8 ... 12			
	F_{rr}	9 ... 12	f_{zkr} și f_{zzr}	2 ... 8			
	F'_i	1 ... 8					
Angrenajul	F'_{io}	1 ... 8	f_{zk0r} și f_{zz0r}	2 ... 8	Nereglabilă	f_{ar}, $f_{\Sigma r}$ f_{xr} *	2 ... 12
					—	Pata totală de contact	2 ... 12

* Complex care se verifică și la perechea conjugată roată melcată-melc etalon

Observații. 1. V. observațiile a) ... c) din § 14.2.1.

2. Indicii încadrați sînt preferențiali datorită răspîndirii mai mari a aparaturii de control

3. Pentru alte observații, v. STAS 6461-81.

Tabelul 14.74

Criteriul de funcționare lină. Valori pentru f_{pt}, f_i'' (extras din STAS 6461-81) *

Treapta de precizie	Simbolul	Modulul axial m_a, mm	Diametrul de divizare d_2, mm: Pînă la 125	Peste 125 la 400	Peste 400 la 800	Peste 800 la 1 000	Peste 1 600 la 2 500	Peste 2 500 la 4 000	Peste 4 000 la 6 300
			Valoarea, μm						
6	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±10	±11	±13	±14	±16	±18	—
		Peste 3,5 la 6,3	±13	±14	±14	±16	±18	±20	±22
		Peste 6,3 la 10	±14	±16	±18	±18	±20	±22	±24
		Peste 10 la 16	—	±18	±20	±20	±22	±25	±28
7	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±14	±16	±18	±20	±22	±25	—
		Peste 3,5 la 6,3	±18	±20	±20	±22	±25	±28	±32
		Peste 6,3 la 10	±20	±22	±25	±25	±28	±32	±34
		Peste 10 la 16	—	±25	±28	±28	±32	±36	±38
		Peste 16 la 25	—	±32	±36	±36	±40	±40	±45
8	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±20	±22	±25	±28	±32	±36	—
		Pesre 3,5 la 6,3	±25	±28	±28	±32	±36	±40	±45
		Peste 6,3 la 10	±28	±32	±36	±36	±40	±45	±48
		Peste 10 la 16	—	±36	±40	±40	±45	±50	±53
		Peste 16 la 25	—	±45	±50	±50	±56	±56	±63
	f_i''	De la 1 la 3,5	28	32	36	40	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	36	40	40	45	—	—	—
		Peste 6,3 la 10	40	45	45	50	—	—	—
		Peste 10 la 16	—	50	56	56	—	—	—
9	f_{pt}	De la 1 la 3,5	±28	±32	±36	±40	±45	±50	—
		Peste 3,5 la 6,3	±36	±40	±40	±45	±50	±56	±63
		Peste 6,3 la 10	±40	±45	±50	±50	±56	±63	±67
		Peste 10 la 16	—	±50	±56	±56	±63	±71	±75
		Peste 16 la 25	—	±63	±71	±71	±80	±80	±90
	f_i''	De la 1 la 3,5	36	40	45	50	—	—	—
		Peste 3,5 la 6,3	45	50	50	56	—	—	—
		Peste 6,3 la 10	50	56	56	63	—	—	—
		Peste 10 la 16	—	63	71	71	—	—	—

* V. și observațiile din STAS 6461-81.

Tabelul 14.75

Criteriul contactului dintre dinți. Dimensiunile petei totale de contact
(extras din STAS 6461-81)

Treapta de precizie	Dimensiunile relative ale petei totale de contact, %			
	Pe înălțimea dintelui	Abaterea admisă	Pe lungimea dintelui	Abaterea admisă
6	65	−10	60	−10
7	65	−10	60	−10
8	55	−15	50	−15
9	55	−15	50	−15

Tabelul 14.76

Expresii pentru calculul unor toleranțe și abateri limită în funcție de parametrii geometrici (extras din STAS 6461-81)

Treapta de precizie	F_r				f_{pt}		f_{f2}		f_i''		f_a	f_x	f_Σ	
	1		2											
	$F_r = Am_a + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0{,}25A$		$F_r = Am_a + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 1{,}4A$		$f_{pt} = \pm(Am_a + B\sqrt{d_2} + C)$ $B = 0{,}25A$		$f_{f2} = Am_a + Bd_2 + C$ $B = 0{,}0125A$		$f_i'' = Am_a + B\sqrt{d_2} + C$ $B = 0{,}25A$		$f_a = \pm B\sqrt[3]{a_w}$	$f_x = \pm B\sqrt[3]{a_w}$	$f_\Sigma = \pm(Am_a + C)$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	B	A	C
6	2,24	28	1	12	0,63	8	0,63	6,3	—	—	6,95	5,4	1,34	5,76
7	3,15	40	1,4	17	0,9	11,2	1	8	—	—	11	8,5	1,89	8,1
8	4	50	1,75	21	1,25	16	1,6	10	1,8	22,4	17,4	13,4	2,49	10,71
9	5	63	2,2	26,5	1,8	22,4	2,5	16	2,24	28	27,5	21,2	3,28	14,2

Treapta de precizie	f_h		f_{hk}		f_{px}		f_{f1}		f_r	
	$f_h = Am_a + C$		$f_{hk} = Am_a + C$		$f_{px} = \pm(Am_a + C)$		$f_{f1} = Am_a + C$		$f_r = Ad_1 + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
6	1,14	8,2	2,28	16,5	0,76	5,7	1,33	8,2	0,044	9,5
7	1,8	13	3,6	26	1,2	9	2,1	13	0,07	15
8	2,84	20,5	5,7	41	1,9	14,2	3,3	20,5	0,11	23,8
9	—	—	—	—	3	32,4	5,2	32,4	0,174	37,6

Observații: 1. Pentru semnificațiile simbolurilor d_1, d_2 și m_a, v. § 14.1.
2. d_1, d_2, m_a se introduc în mm; toleranțele și abaterile limită rezultă în μm.
3. V. observațiile din STAS 6461-81.

Tabelul 14.77

Expresii de legătură între toleranțe și abateri limită (extras din STAS 6461-81)*

Criteriul	Expresia
Precizia cinematică	$F_i'' = 1{,}4F_r$
Jocul dintre flancuri	$j_{n\,min}$ este egal cu: a) zero, pentru ajustajul **H**; b) toleranța IT din STAS 8101-68 (în funcție de a_w), pentru preciziile 7 ... 11, dacă ajustajul este **E, D, C, B, A.**

* V. observațiile din STAS 6461-81.

14.3. Modurile și cauzele deteriorării angrenajelor

Principalele moduri de deteriorare a angrenajelor [6, 18, 19, 27, 53] se prezintă în tabelul 14.78. Pentru a asigura o funcționare bună a transmisiilor cu roți dințate trebuie să se stabilească, prin calcule de dimensionare sau verificare, că nu se produce nici una dintre deteriorările indicate.

Tabelul 14.78

Modurile de deteriorare a angrenajelor

- Deteriorarea flancurilor dinților
  - *Uzarea abrazivă**
  - Uzarea de aderență
    - Uzarea normală de aderență
    - Zgîrîierea
    - Brăzdarea
    - *Griparea*
  - Uzarea prin oboseală superficială
    - *Oboseală de contact (pitting)*
    - Exfolierea
  - Uzarea prin deformare plastică
    - Imprimarea (brinelarea)
    - Încrețirea
    - *Deformarea prin laminare la rece*
    - Deformarea la cald
  - Uzarea termică
    - Decolorarea
    - Arderea
    - Uzarea datorită curentului electric
  - Uzarea corosivă
    - Coroziunea chimică
    - Coroziunea de contact
  - Fisurarea
    - Fisuri datorită tratamentului termic
    - Fisuri de rectificare
    - Fisuri de oboseală
  - Alte tipuri de uzare
    - *Uzarea datorită interferenței*
    - Uzarea prin eroziune
    - Uzarea prin cavitație
- Ruperea dinților
  - *Ruperea statică*
  - *Ruperea la oboseală*

* Pentru deteriorările scrise cu litere înclinate există baze de calcul.

Tipurile principale de calcule de rezistență care se efectuează la transmisiile cu roți dințate se indică în tabelul 14.79.

Tabelul 14.79

Tipurile de calcule de rezistență * necesare la transmisiile cu roți dințate

Tipul de calcul care se efectuează	Destinația
Calculul la oboseală de contact al flancurilor active ale dinților	Evitarea deteriorării flancurilor prin oboseală de contact (pitting)
Calculul la rezistență statică de contact al flancurilor active ale dinților	Evitarea deformației plastice sau a distrugerii fragile a stratului superficial
Calculul la oboseală prin încovoiere a dinților	Evitarea ruperii prin oboseală a dinților
Calculul la rupere statică a dinților	Evitarea ruperii statice a dinților
Calculul la gripare	Evitarea gripării angrenajului
Calculul la uzare abrazivă	Evitarea uzării abrazive a angrenajului
Calculul pierderilor și la încălzire (limită termică) al transmisiei	Evitarea uzării termice (decolorare, ardere) și a deteriorării ungerii

* La transmisiile cu roți dințate sînt necesare de asemenea tipuri de calcule geometrice, de execuție, de optimizare, economice etc.

Ruperea dintelui prin oboseală (fig. 14.38) este principala cauză de distrugere a roților din oțel cu danturi durificate superficial, a roților din fontă sau masă plastică. Rezistența la oboseală la piciorul dintelui se poate mări prin: creșterea modulului, micșorarea concentratorului de tensiune de la baza dintelui (raze mari de racordare, inexistența pragurilor de rectificare, utilizarea de freze cu protuberanță), deplasări pozitive de profil. Tratamentele termice sau mecanice care introduc tensiuni de compresiune — de exemplu cementarea, împroșcarea cu alice — măresc de asemenea rezistența la oboseală.

Ruperea statică a dinților poate fi o *rupere fragilă* la dinții durificați superficial, sau o *rupere prin deformare plastică* la danturile cu duritate mică. Întrucît rezistența statică este de 2—3 ori mai mare decît rezistența la oboseală a dintelui, de obicei ruperea statică nu se datorește unei proiectări defectuoase, ci condițiilor de exploatare: suprasarcini mari, blocări de utilaje. Caracteristic danturilor înclinate este ruperea colțului dintelui (fig. 14.39);

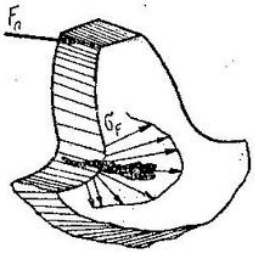


Fig. 14.38. Ruperea dintelui prin oboseală.

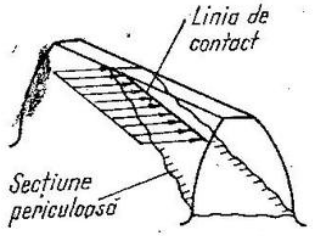


Fig. 14.39. Ruperea de colț la danturile înclinate.

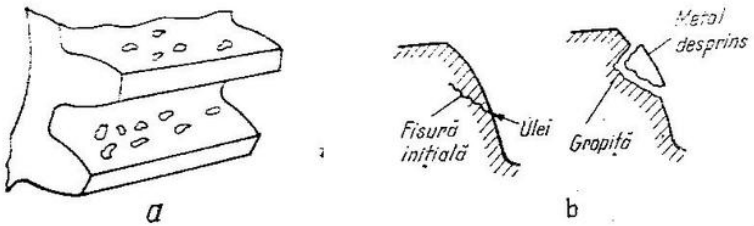


Fig. 14.40. Deteriorarea danturii prin oboseală de contact:
a — dinți cu pitting progresiv; *b* — fazele de formare a gropițelor datorită oboselii de contact.

această rupere poate apărea și la dantura dreaptă cînd există o repartiție neuniformă a sarcinii pe lățimea dintelui.

Oboseala de contact (pitting) este principala cauză de distrugere a flancurilor dinților, mai ales la durități mici și mijlocii ($HB \leqslant 4500$ MPa). Astfel, după un timp de funcționare ($N \geqslant 10^4$ cicluri), se observă apariția pe suprafața flancurilor active ale dinților a o serie de gropițe; acestea se înmulțesc și cresc în mărime cu timpul (fig. 14.40, *a*) și, în final, se distruge suprafața de lucru a dinților, dispare ungerea, cresc sarcina dinamică și zgomotul, iar angrenajul este scos din funcționare.

Se deosebește un *pitting incipient*, care apare în perioada de rodaj, cînd pe vîrfurile rugozităților se formează gropițe multe, dar cu diametru mic ($d \leqslant 0{,}5$ mm), și care, pe măsura rodării flancurilor, se oprește din dezvoltare și chiar poate dispare și un *pitting progresiv*, ale cărui gropițe au dimensiuni mari de la început și se dezvoltă continuu pînă distruge suprafețele dinților.

Apariția gropițelor se explică prin oboseala superficială de contact a materialului dinților, fisura formîndu-se în general la suprafața dintelui; apoi se propagă în adîncime și în ea pătrunde ulei. Acesta este închis în fisură de flancul dintelui conjugat și, datorită presiunii hidrostatice mari, provocate de forța normală dintre flancurile în contact, uleiul rupe materialul pe o direcție aproape perpendiculară pe suprafața exterioară a dintelui, formînd astfel gropițele caracteristice pe flancul dintelui (fig. 14.40, *b*).

Rezistența la oboseala de contact a flancurilor dinților se poate mări prin: durificarea superficială a flancurilor dinților; alegerea de materiale cu rezistență mare la rupere și realizarea de tensiuni interne de compresiune; realizarea unei ungeri bune cu frecare redusă și a unei rugozități mici, deplasări pozitive cît mai mari de profil și alte modificări ale elementelor geometrice ale danturilor.

Griparea reprezintă deteriorarea rapidă prin uzarea intensivă de aderență a flancurilor active ale dinților și este hotărîtă de factorii tribologici ai angrenajului (stratul de lubrifiant dintre dinți, viteze de alunecare,

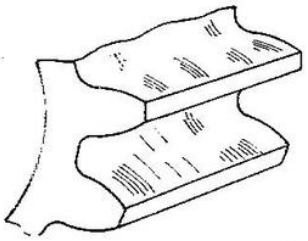


Fig. 14.41. Griparea progresivă a danturii.

frecarea dintre dinți). Se deosebește o *gripare atermică*, caracteristică transmisiilor cu viteze mici și încărcări mari, și o *gripare termică*.

*Griparea termică** este caracteristică transmisiilor rapide și puternic încărcate, iar factorul hotărîtor este creșterea temperaturii în locurile de contact, cu distrugerea filmului de ungere și a straturilor limită și microsudarea punctelor fierbinți de contact. Datorită mișcării relative a flancurilor dinților, aceste microsuduri se rup. Apoi, la un nou contact, se formează din nou și, în final, apar pe flancul dintelui, în direcția vitezei de alunecare, zgîrieturi și benzi de gripare (fig. 14.41) care distrug forma și suprafața flancurilor dinților, distrug ungerea, măresc sarcinile dinamice, zgomotul și vibrațiile și conduc ori la blocarea transmisiei, prin sudarea dinților, ori la ruperea dinților, ori la aprinderea uleiului datorită creșterii puternice a temperaturii.

Există o *gripare de rodaj*, care este o deteriorare ușoară a vîrfurilor rugozităților în procesul de rodaj și care se oprește din dezvoltare și o *gripare progresivă*.

Transmisiile cele mai sensibile la gripare sînt cele cu viteze mari de alunecare pe lățimea dintelui, deci, în ordine: transmisia melcată (se utilizează cuplurile de materiale de antifricțiune și uleiuri puternic aditivate cu EP), transmisia hipoidă (se utilizează numai uleiuri cu EP), transmisia cilindrică elicoidală. Transmisiile cu roți cilindrice sau conice gripează numai la viteze periferice și încărcări mari (turbotransmisii, transmisii pentru avioane).

Portanța la gripare a angrenajelor se poate mări prin: utilizarea de cupluri de antifricțiune; aditivarea uleiurilor mai ales cu EP; micșorarea frecării dintre dinți prin rugozitate mică, viteze de alunecare mici; tratamente termice sau termochimice de durificare a suprafeței dintelui; mai ales cementarea și nitrurarea; precizie ridicată, flancarea danturii și adoptarea de module mici.

În fig. 14.42 s-a reprezentat dependența diferitelor capacități portante ale angrenajului, reprezentate prin momentul limită de torsiune $M_{t\,lim}$ în funcție de viteza periferică. Se observă că la viteze mici portanța angrenajului este limitată de uzarea adezivă, iar la viteze normale limita o reprezintă oboseala de contact la danturile îmbunătățite (fig. 14.42, *a*), respectiv ruperea la oboseală a dintelui la danturile cementate (fig. 14.42, *b*).

* În continuare, întrucît se fac referiri numai la acest tip de gripare, se va spune pe scurt gripare.

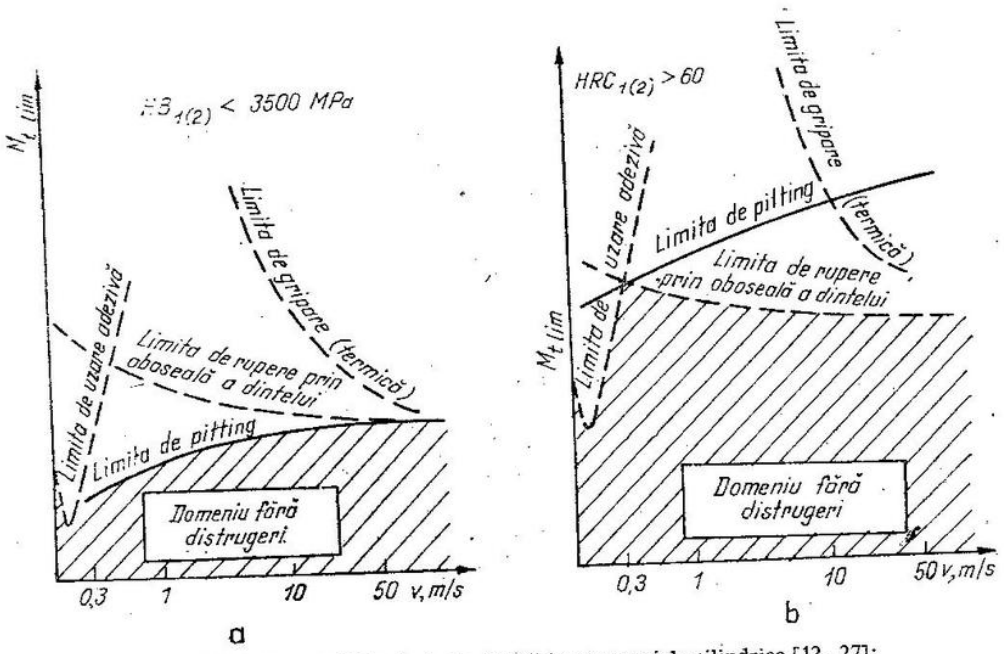


Fig. 14.42. Capacitățile portante limită la angrenajele cilindrice [12, 27]:
a — angrenaje cu $HB_{1(2)} \leqslant 3500$ MPa; *b* — angrenaje durificate superficial ($HRC_{1(2)} > 60$).

14.4. Materiale, tratamente termice și termochimice, tehnologii de execuție a roților dințate

Roțile dințate se pot executa [8, 10, 20, 23, 26] dintr-o gamă foarte largă de materiale: oțeluri laminate, forjate sau turnate, fonte, bronzuri, alame, aliaje de aluminiu, materiale plastice (textolit, poliamidă, poliacetali), materiale sinterizate etc.

Adoptarea materialului și tratamentului termic este o problemă complexă, de optimizare, aceasta depinzînd de solicitările mecanice și tribologice ale roților dințate, de gabaritul impus, de tehnologia adoptată.

Fontele au rezistență mecanică mai redusă decît oțelurile, dar conferă roților dințate amortizare la vibrații și calități mai bune de antifricțiune. Se utilizează la încărcări și viteze mici și la unele angrenaje deschise. Se folosesc fontele cenușii cu grafit lamelar Fc 200, Fc 400, fontele cu grafit nodular — Fgn 600-2, Fgn 700-2, fontele maleabile perlitice ca Fmp 700-2 și fontele aliate.

Bronzurile au calități foarte bune de antifricțiune și se utilizează mai ales la construcția roților melcate. Sînt materiale deficitare.

Materialele sintetizate se utilizează din ce în ce mai mult pentru roțile dințate mici, încărcate cu forțe mici, pînă la medii. Au o rezistență bună la

rizare și pot lucra cu ungere săracă sau impregnate cu ulei înainte de funcționare. Astfel de roți dințate se utilizează la aparate, mașini de spălat, mașini textile și poligrafice etc.

Oțelurile — mai ales cele laminate sau forjate — au cea mai largă utilizare în construcția roților dințate. Oțelurile carbon nealiate se folosesc mai ales la solicitări medii și mari, iar oțelurile aliate, la solicitări mari și foarte mari.

Elementele de aliere îmbunătățesc anumite caracteristici ale oțelului. Astfel creșterea durității și a rezistenței la oboseală se realizează de către toate elementele de aliere, dar mai ales de nichel și crom, creșterea adîncimii de călire-necesară la roțile dințate de dimensiuni mari — se obține prin aliere cu nichel în special, dar și cu crom, mangan etc. Manganul provoacă însă și fragilitate la revenire, care este evitată de alierea cu molibden sau vanadiui

Grupa de oțeluri aliate cu crom, nichel și molibden re prezintă o soluț. foarte bună, dar cum nichelul în special este scump (tabelul 14.80), oțeluril aliate cu nichel trebuie utilizate numai la roți cu dimensiuni foarte mari, care necesită secțiuni mari de călire. Se poate trece astfel la utilizarea oțelurilor Cr-Mo sau a oțelurilor microaliate cu bor, wolfram, sau cobalt. Pentru solicitări medii se pot utiliza oțelurile Mn-Si sau aliate numai cu crom.

Tabelul 14.8

Valoarea relativă a unor mărci de oțeluri

Marca de oțel	Valoarea relativă	Marca de oțel	Valoarea relativă	Marca de oțel	Valoarea relativă
OLC 45	1	21 TiMnCr12	1,3—1,5	12 Cr Ni 30	3,0—3,2
15 Cr 08	1,2—1,3	35 CrMnSi	1,4—1,5	38 MoCrAl 09	3,1—3,3

La adoptarea mărcii de oțel interesează, pe lîngă elementele de aliere și puritatea, ereditatea granulară, călibilitatea, prelucrabilitatea prin așchiere etc. Pentru călibilitate marca de oțel trebuie corelată cu *dimensiunea caracteristică* s de călire a roților dințate (tabelul 14.81 și fig. 14.43) pentru a se asigura în toată secțiunea solicitată minim 80—90% martensită.

În fig. 14.44 se prezintă principalele tehnologii de fabricație a roților dințate.

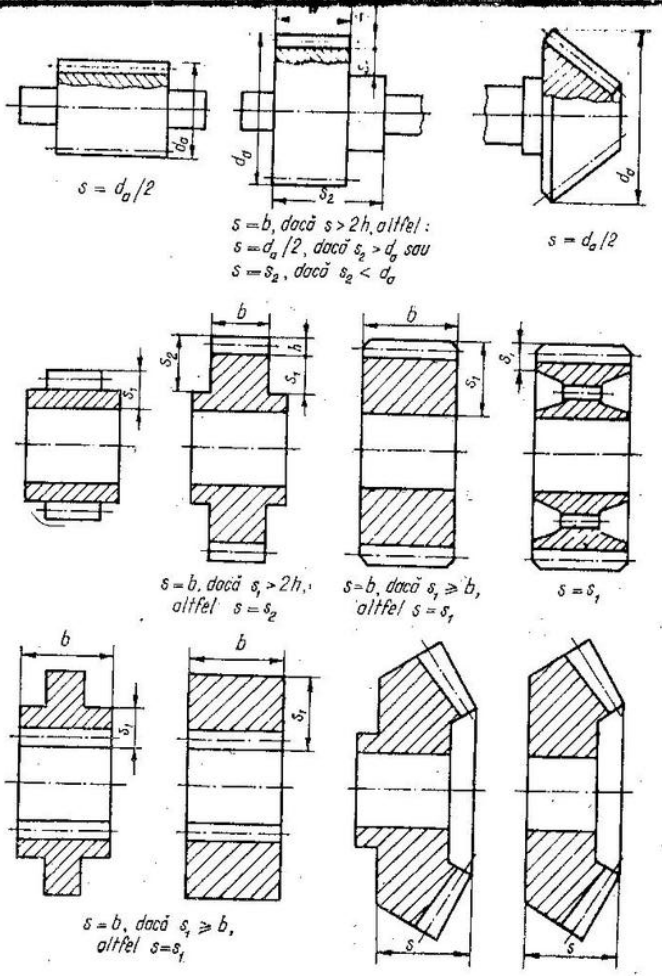
O primă categorie (tehnologiile *1*, *2* și *3*) o reprezintă roțile dințate îmbunătățite, cu duritate medie $HB \leqslant 3500$ MPa, deci cu tratamentul final de îmbunătățire și apoi frezarea finală a danturii. Pentru aceste roți dințate se folosesc oțelurile de îmbunătățire ($C \approx 0{,}3 \ldots 0{,}5\%$), și anume: OLC 45, OLC 50, OLC 60 pentru încărcări și viteze mici; 40 Cr 10, 40 BCr 10, 33 MoCr 11, 35 MnSi 12 pentru încărcări și viteze medii; 41 MoCr 11, 50 VCr 11, 34 MoCrNi 15, 30 MoCrNi 20 pentru încărcări foarte mari, cu șocuri (ultimele două mărci în general pentru dimensiuni mari).

Tabelul 14.81

Mărcile de oțeluri și fonte recomandate pentru roțile cilindrice și conice

Materialul		Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea recomandată		s, mm (v. fig. 14.43)		Domeniul de utilizare
					Roată		
Grupa	Marca		Miez HV [MPa]	Flanc HV[MPa]	Nedanturată	Danturată	
Fonte nodulare sau perlitice	Fgn 600-2	—	2100—2800		Pînă la 40	—	Pînă la 15
	Fmp 700-2	—	2100—2800			—	
Oțeluri de îmbunătățire	OLC 45	Îmbunătățire	1850		Pînă la 10	—	Pînă la 10
	OLC 60		2100			—	
	40 Cr 10		2500—2900		10—100	—	10—100
	41 MoCr 11		2500—2900		40—150	—	40—150
	30 MoCrNi 20		3100—3500		150—500	—	150—500
	41 MoCr 11 (40 Cr 10)	Nitrurare în baie sau nitrurare în gaz	2400—3900	5000—7000	10—150	—	10—150
		Călire prin inducție sau călire cu flacără	2500—3300	5000—6700	10—150	—	10—150
		Nitrurare ionică	2400—3900	7000—9000	Pînă la 150	—	Pînă la 150
	38 MoCrAl 09	Nitrurare în gaz	2400—3900		Pînă la 250	—	Pînă la 250

O a doua categorie de tehnologii o reprezintă cele pentru danturile durificate superficial (tehnologiile *4* la *7* din fig. 14.44). La aceste roți dințate se aplică inițial tratamentul de îmbunătățire care conferă întregii secțiuni o duritate $HB \approx 2500 \ldots 3500$ MPa, apoi se frezează dantura și după aceea se execută unul dintre tratamentele de durificare superficială care crește duritatea flancului la $HRC \approx 55 \ldots 65$, miezul dintelui rămînînd tenace.



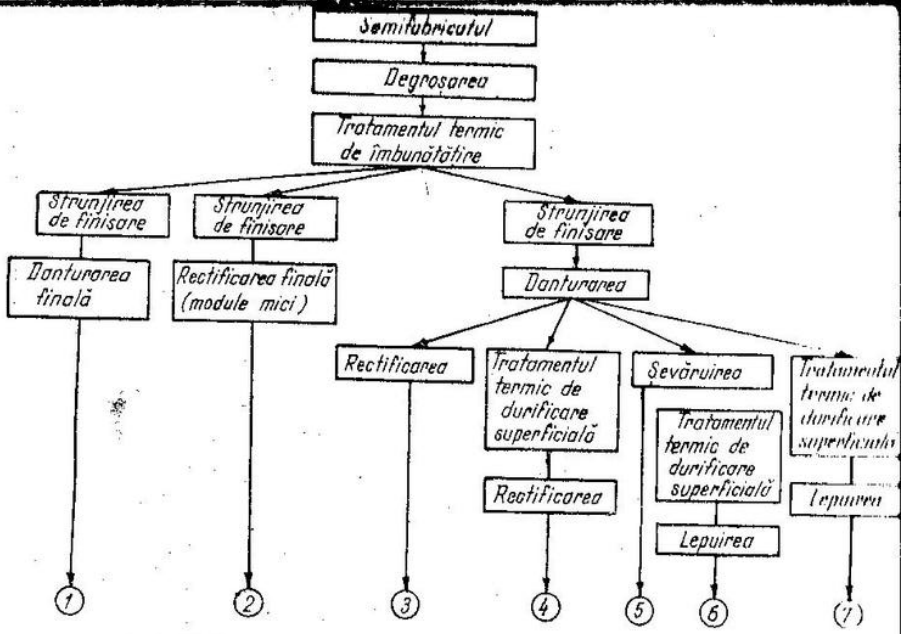


Fig. 14.44. Principalele tehnologii de fabricaţie a roţilor dinţate.

← Fig. 14.43. Dimensiunea caracteristică s de călire la roţile dinţate.

Tratamentele de durificare superficială sînt tratamente termice (călire prin inducție sau cu flacără) și termochimice (cementarea, nitrocementarea, cianurarea, nitrurarea). În final, datorită deformațiilor care apar, dantura trebuie rectificată sau lepuită.

Cementarea sau nitrocementarea urmată de călire se aplică roților dințate executate din oțeluri de cementare ($C \approx 0{,}1 \ldots 0{,}3\%$) și constă în îmbogățirea stratului superficial cu carbon — pînă la $0{,}8 \ldots 1{,}2\%$ C — sau cu carbon și azot (nitrocementarea) și apoi călirea și detensionarea. Se recomandă $HRC = 58 \pm 2$ (de evitat la oțelurile MnCr) sau $HRC = 60 \pm 2$. Adîncimea necesară de cementare se indică în tabelul 14.82, iar în tabelul 14.83 se dau adaosurile necesare de rectificare pe flanc. Prin cementare sau nitrocementare se obțin danturile cu portanță maximă (de 2,5—3 ori crește portanța la contact a flancurilor și de 1,5 ori la încovoiere a dintelui față de dantura îmbunătățită), motiv pentru care sînt cele mai utilizate tratamente de durificare la danturi. Aceste tratamente produc însă și deformații maxime, impunînd rectificarea danturii, iar la roțile conice cu dinți curbi, pentru care în general nu există procedee de rectificare, călirea în matrițe și apoi lepuirea danturii.

Tabelul 14.82

Adîncimea necesară de cementare pe flancurile dinților roților dințate

Modulul m_n mm	Adîncimea de cementare*, mm			
	Flancurile nu se mai rectifică ulterior		Flancurile se rectifică **	
	Roată dințată	Melc	Roată dințată	Melc
1,5 1,75 2 2,25	0,3	0,5	0,5	0,8
2,5 2,75 3 3,5	0,5	0,5 0,8	0,5 0,8	0,8
4 4,5 5 5,5	0,8	0,8	0,8 1,2	1,2
6 7 8 9 10	1,2	0,8	1,2 1,5	1,2
11 12	1,5	1,2	1,5	1,5

* Este adîncimea de cementare care trebuie să se obțină tehnologic cu o abatere de $\pm 0{,}1$ mm.

** Adîncimea de cementare obținută înainte de faza de rectificare.

Tabelul 14.83

Adaosurile necesare pe flancurile roților dințate pentru rectificare

Modulul m_n, mm	Diametrul de divizare maxim d_{max}, mm	Adaosul de rectificare, mm	
		Normal	+25%
Pînă la 1,6	200	0,10	0,13
Peste 1,6 la 4	400	0,125	0,16
Peste 4 la 10	800	0,175	0,22
Peste 10 la 12	1000	0,20	0,25

Ca oțeluri de cementare se folosesc OLC 15, OLC 20 la roți dințate puțin solicitate și viteze periferice moderate (6—12 m/s), 15 Cr 08, 18 MnCr 10, 20 MnB 5, 21 MoMnCr 12 la solicitări medii și mari, 22 MoCrNi 05, 20 MoCrNi 06, 18 MoCrNi 13 la solicitări mari și foarte mari, cu șocuri, dar dinți cu dimensiuni medii, 20 MoNi 35, 17 MoNi 35, 13 CrNi 30 la solicitări mari și foarte mari și dimensiuni mari ale roților dințate.

Călirea prin inducție sau cu flacără se realizează prin încălzirea rapidă a stratului superficial al flancului dintelui și răcirea acestuia, obținîndu-se numai în strat 45—58 HRC, iar adîncimea stratului călit fiind de (0,25 ... ... 0,35) × *modulul*. În fig. 14.45 se dă o vedere de ansamblu a diferitelor procedee de călire prin inducție, iar în fig. 14.46 a procedeelor de călire cu flacără.

Oțelurile folosite pentru aceste tratamente termice sînt oțelurile de îmbunătățire indicate la roțile dințate îmbunătățite și, în special, OLC 45 și 41 MoCr 11.

Nitrurarea este tratamentul termochimic prin care se introduce azot în stratul superficial al flancurilor dinților, duritatea acestora crescînd datorită nitrurilor formate. Nitrurarea dură în gaz utilizează oțeluri aliate mai ales cu aluminiu și realizează durități de 700—900 HV, adîncimi de nitrurare de 0,2—0,6 mm și necesită un timp de nitrurare de 40—100 ore. Nitrurarea moale în baie de săruri utilizează oțeluri de îmbunătățire, dar realizează numai 500 HV, adîncimi de 0,2—0,5 mm, într-un timp mai scurt de 1—3 ore. Nitrurarea ionică (ionitrurarea) se realizează în cîmp electric, obținîndu-se, la oțeluri de îmbunătățire, într-un timp scurt, performanțele de la nitrurarea în gaz. Toate tipurile de nitrurare se realizează la $t \approx 550°C$, deci deformațiile danturii sînt minime și se evită rectificarea, dar și portanța este mai mică decît la celelalte tratamente de durificări.

În prezent, în construcția roților dințate se preferă cementarea, pentru că se obține minimul de material necesar, iar dacă dimensiunile roților dințate sînt prea mari și deci dantura nu se poate cementa și/sau rectifica se utilizează ori starea îmbunătățită, ori se durifică prin celelalte tipuri de tratamente.

Denumirea procesului de călire	Principiul călirii	Stratul călit obținut	Domenii de folosire: după modul	Domenii de folosire: după diametru	Modificarea rezistenței piciorului dintelui [%]
C I F simultan			2 . . . 5 Puterea specifică a generatorului: 1 . . . 2 kW/cm²	Depinde de puterea generatorului. La 20 kW până la 70 mm	+20 . . . +40
			1 . . . 5 Puterea specifică a generatorului: 0,3 . . . 0,5 kW/cm²		+10 . . . +20
C I F gol cu gol			2 . . 3	până la 100	−30 . . . −50
			4 . . . (15)	până la 1500	+40 . . . +50
C I F dinte cu dinte			3 . . . 15	până la 1500	−30 . . . −50

Fig. 14.45. Procedeele de călire cu curenți de înaltă frecvență a danturii și caracteristicile lor.

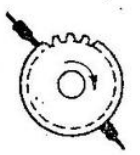
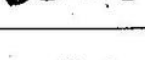
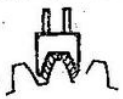
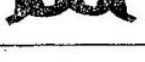
Denumirea procesului de călire	Principiul călirii	Stratul călit obținut	Domenii de folosire: după modul	Domenii de folosire: după diametru	Modificarea rezistenței piciorului dintelui [%]
Călire cu flacără simultan			3 · · · 20	100 · · · 1500	+30 · · · +50
			1 · · · 3	Până la 1000	−10 · · · +20
Călire cu flacără gol cu gol			3 · · · 6	Se limitează de structura mașinii	20 · · · −40
			12 · · · 20 și peste	Până la 3000	+40 · · · +50
Călire cu flacără dinte cu dinte			3 · · · 6		−10 · · · −50
			8 · · · 15	Până la 3000	−10 · · · −50

Fig. 14.46. Procedeele de călire cu flacără a danturii cu caracteristicile lor.

14.5. Forțele din angrenaje

Notații

a — distanța între axe; fără indice: distanța între axe de referință, în mm;
a_w — distanța între axe în funcționare, în mm;
a_{STAS} — distanța între axe standardizată, în mm;
b — lățimea danturii, în mm;
b_t — lățimea danturii portantă în cazul unor valori mari ale teșiturii, în mm;
b_c — lățimea danturii bombate, în mm;
b_{cal} — lățimea danturii calculată, în mm;
b_{cc} — lungimea petei momentane de contact, în mm;
b_{cor} — lungimea petei de contact la încărcare parțială, în mm;
b_{red} — lățimea redusă a danturii (fără teșituri), în mm;
b_w — lățimea de lucru a angrenajului, în mm;
c — rigiditatea danturii, în N/(mm · · μm); jocul la capul dintelui, în mm; constantă;
c'_γ — rigiditatea perechii, de dinți, în N/(mm · μm);
c_γ — rigiditatea angrenării, în N/(mm · · μm);
d — diametrul; fără indice: diametrul de divizare, în mm;
d_{ex} — diametrul de cap al roții echivalente, în mm;
$d_{b\,pla}$ — diametrul de bază al roții planetare, în mm;
d_h — diametrul activ de cap la dinte cu teșitură, în mm;
$d_{m\,pla}$ — diametrul mediu al danturii roții planetare, în mm;
d_{pr} — diametrul preliminar, la dimensionare, în mm;
f — deformație, abatere, în μm;
$f_{ar}(f_{ar\,c}; f_{ar\,P})$ — abaterea datorită deformației pieselor (la roți bombate; la încărcări parțiale), în μm;
f_{ars} — deformația unitară a pieselor, în μm;
f_{ec} — abaterea datorită preciziei de execuție, în μm;
$f_{fr}(f_f)$ — abaterea (respectiv toleranța abaterii) profilului dintelui, în μm;
$f_{fr\,ef}$ — abaterea efectivă (după rodare) a profilului dintelui, în μm;
$f_{pbr}(f_{pb})$ — abaterea (respectiv abaterea limită) a pasului de bază, în μm;
$f_{pbr\,ef}$ — abaterea efectivă a pasului de bază, în μm;
$f_{xr}(f_x)$ — abaterea (respectiv toleranța abaterii) de paralelism a axelor, în μm;
$f_{yr}(f_y)$ — abaterea (respectiv toleranța abaterii) de coplaneitate a axelor, în μm;
h_{a0} — înălțimea capului de referință al sculei, în mm;
h_{Fa} — brațul de încovoiere pentru solicitarea la piciorul dintelui, în mm;
h_K — înălțimea protuberanței, în mm;
i — raportul de transmitere;
k^*_{sc} — scurtarea capului dintelui;
m — modulul danturii, în mm; masă, în kg;
m_{red} — masa redusă pe linia de angrenare raportată la unitatea de lățime, în kg/mm;
n — turația, în s^{-1} sau min^{-1};
n_{cr} — turația critică, în s^{-1} sau min^{-1};
q_s — factorul concentratorului de tensiune;
s_c — grosimea stratului de tușare, în μm;
h_{Fn} — coarda piciorului dintelui în secțiunea de calcul la încovoiere, în mm;
t_c — adîncimea pragului de rectificare, în mm;
u — raportul numerelor de dinți;
$v(v_t)$ — viteză (viteză tangențială), în m/s;
$w = F_t/b_w$ — forța tangențială pe unitatea de lățime a danturii, în N/mm;
$w_m = F_{tm}/b_w$ — forța tangențială medie pe unitatea de lățime a danturii, în N/mm;
x — coeficientul deplasării de profil;
$y(y_f, y_p, y_\beta)$ — mărimea rodării (abaterii profilului dintelui, a pasului de bază, respectiv a abaterii direcției liniei dintelui), în μm;
B — parametru adimensional;
B_f, B_K, B_p — parametri adimensionali care consideră efectul abaterii de profil, al flancării și al pasului de bază asupra sarcinii dinamice;
C — punctul de rostogolire; constantă; coeficient;
C_{v1-7} — coeficienți care consideră efectul diverșilor factori asupra sarcinii dinamice;

E — modulul de elasticitate, în MPa;
F — forță, în N; toleranță (abatere) în μm;
$F_t(F_{tm}, F_{tF}, F_{tH})$ — forța tangențială nominală (medie; pentru calculul solicitării de încovoiere, respectiv de contact) la cercul de rostogolire, în N;
$F_\beta(F_\beta)$ — abaterea (toleranța abaterii) direcției dintelui, în μm;
$F_{\beta x}(F_{\beta xh}, F_{\beta xc}, F_{\beta xt}, F_{\beta xP})$ — abaterea totală înainte de rodaj a liniei flancului la angrenaje fără corecturi (cu corectarea unghiului de înclinare, bombare, teșire; la încărcări parțiale), în μm
$F_{\beta y}(F_{\beta yh}; F_{\beta yc}; F_{\beta yt}; F_{\beta yP})$ — abaterea totală după rodaj a liniei flancului la angrenaje fără corecturi (cu corectarea unghiului de înclinare, bombare, teșire; la încărcări parțiale), în μm;
K — factor de corecție a sarcinii nominale; constantă;
K_A — factorul de utilizare;
K_{Al} — factorul de utilizare a mașinii de lucru;
K_{Am} — factorul de utilizare a mașini motoare;
$K_V(K_{V-A}; K_{V-B}; K_{V-C})$ — factorul dinamic (după metode A, B sau C);
$K_\alpha(K_{F\alpha}; K_{H\alpha})$ — factorul repartiției frontale a sarcinii (pentru calculul la piciorul dintelui, respectiv la solicitarea de contact);
$K_\beta(K_{F\beta}; K_{H\beta})$ — factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii (pentru calculul la piciorul dintelui, respectiv la solicitarea de contact);
N — număr de cicluri; factorul de referință al turației;
$N_B(N_{FB}, N_{HB})$ — numărul de cicluri de bază (la solicitarea piciorului dintelui, respectiv la solicitarea de contact a flancurilor);
$N_E(N_{FE}; N_{HE})$ — numărul echivalent de cicluri de funcționare la reducerea unei încărcări variabile la una constantă (la solicitarea piciorului dintelui, respectiv la solicitarea de contact a flancurilor);
$M_t(M_{tF}, M_{tH})$ — momentul de torsiune (momentul de torsiune de bază constant adoptat pentru calculul la încovoiere, respectiv la oboseala de contact în cazul încărcării variabile), în Nmm;
$M_{t\,ef}(M_{tF\,ef}; M_{tH\,ef})$ — momentul de torsiune efectiv sau real (momentul de torsiune efectiv de bază constant adoptat pentru calculul la încovoiere, respectiv la oboseală de contact), în N · mm;
P — puterea, în kW;
$R(R_a, R_z)$ — rugozitatea, în μm;
$S(S_F; S_H)$ — factor de siguranță (la solicitarea piciorului dintelui; la solicitarea de contact);
$S_P(S_{FP}; S_{HP})$ — factor admisibil de siguranță (pentru solicitarea piciorului dintelui; pentru solicitarea de contact);
Y — factor de corectare a solicitării piciorului dintelui;
Y_{Fa} — factorul de formă al dintelui pentru cazul forței aplicate la vîrf (metoda C);
Y_N, Y_{Nst} — factorul durabilității la încovoiere la oboseală, respectiv statică;
Y_R — factorul rugozității racordării dintelui;
Y_{Sa} — factorul concentratorului de tensiune;
Y_{Sag} — factorul concentratorului de tensiune la dinți cu praguri de rectificare;
Y_{SP} — factorul concentratorului relativ de tensiune al roții dințate în raport cu epruveta netedă (≈ 2);
Y_X — factorul de dimensiune;
Y_β — factorul înclinării dintelui;
Y_δ — factorul de reazem;
Y_ε — factorul gradului de acoperire;
Z — factor de corectare a solicitării flancurilor dinților;
Z_E — factorul de material, în $MPa^{1/2}$;
Z_H — factorul zonei de contact;
Z_L — factorul materialelor de ungere;
Z_{Nst} — factorul durabilității flancurilor la solicitarea statică;
Z_R — factorul rugozității flancurilor;
Z_V — factorul vitezei periferice;
Z_W — factorul raportului durității flancurilor;
Z_X — factorul de dimensiune pentru flanc;
Z_β — factorul înclinării dintelui;
Z_ε — factorul gradului de acoperire;
$\alpha\ (\alpha_n; \alpha_t)$ — unghiul de presiune (normal; frontal);
α_{an} — unghiul de presiune pe cilindrul de cap al danturii echivalente;
α_{Fan} — unghiul de aplicare a forței pe cilindrul de cap al danturii echivalente;
α_{Pro} — unghiul protuberanței;
Δ — modificarea dintelui (flancare, bombare); abatere procentuală;
$\Delta_{aF}(\Delta_{aFy})$ — adîncimea flancării capului dintelui (datorită rodajului) în μm;

Δ_c — adîncimea de bombare a danturii, în μm;

Δ_t — adîncimea teșirii danturii, în μm;

ε_α; ε_β; ε_γ — gradul de acoperire (frontal; datorat înclinării dinților; total) al danturii;

$\varepsilon_{\alpha n}$ — gradul de acoperire frontal al angrenajului echivalent;

δ — momentul masic al roții, în kg · mm²;

χ^* χ_0^* — gradient relativ de tensiune la piciorul dintelui (la o epruvetă netedă);

ν — viscozitatea cinematică a uleiului, în mm²/s; constanta lui Poisson;

ρ — raza de curbură, în mm; densitate, în kg/mm³;

ρ_{a0} (ρ_a; ρ_F) — raza de curbură a capului sculei (a crestăturii de rectificare; a piciorului dintelui), în mm;

ω — viteza unghiulară, în m/s;

σ — tensiune, rezistență, în MPa;

$\sigma_c(\sigma_{0.2})$ — limită de curgere, în MPa;

σ_r — rezistență de rupere, în MPa;

σ_F — tensiunea efectivă la piciorul dintelui, în MPa;

σ_H — tensiunea efectivă de contact a flancurilor, în MPa;

$\sigma_{H\ lim}(\sigma_{H\ lim\ b})$ — tensiunea limită efectivă (tensiunea limită de bază) la oboseala de contact a flancurilor în MPa;

$\sigma_{0\ lim}(\sigma_{0\ lim\ b})$ — tensiunea limită la oboseală la piciorul dintelui (rezistența la oboseală prin încovoiere la ciclul pulsator a epruvetei netede din același material și cu același tratament termic ca roata dințată), în MPa.

Pentru notațiile elementelor geometrice a se vedea § 14.1, iar pentru notațiile referitoare la abateri și toleranțe § 14.2.

Echivalarea încărcării variabile cu o încărcare constantă. Angrenajele pot avea diferite tipuri de încărcare (constantă, variabilă în trepte sau variabilă continuu). În tabelul 14.84 se dau relațiile de reducere a acestor tipuri de încărcări la o încercare cu un moment de torsiune constant, M_{tH} sau M_{tF}, care acționează pe un număr echivalent de cicluri de funcționare N_{HE} sau N_{FE}.

Forța tangențială reală (efectivă) pentru calculul la solicitarea de contact a flancurilor dinților se determină cu relația

$$F_{tH\,ef} = F_{tH} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}, \tag{14.1}$$

iar pentru solicitarea de încovoiere a dinților cu relația

$$F_{tF\,ef} = F_{tF} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}, \tag{14.2}$$

unde F_{tH} și F_{tF} se determină din tabelul 14.85, K_A din tabelul 14.86, K_V din tabelul 14.87, $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ din tabelul 14.88, iar $K_{H\alpha}$ și $K_{F\alpha}$ din tabelul 14.89.

Observații:

a. Dacă ciclograma este cea a încărcării reale (efective), atunci se va determina $M_{tH\,ef}$ respectiv $M_{tF\,ef}$, din care se vor deduce $F_{tH\,ef}$ și $F_{tF\,ef}$, iar factorii din relațiile (14.1) și (14.2) se consideră egali cu unitatea.

b. La transmisiile reversibile, dacă condițiile de lucru (mărimea sarcinii, durata ei de acțiune, turația etc.) se modifică la schimbarea sensului de rotație, deci cele două flancuri ale dintelui sînt solicitate diferit, atunci calculul la contact se efectuează separat pentru fiecare flanc activ. În acest caz, pentru calculul la încovoiere se consideră dintele solicitat alternant simetric.

Pentru factorii care consideră influențe greu de apreciat, ca de exemplu factorii de influență ai forței (K_V, $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$, $K_{H\alpha}$ și $K_{F\alpha}$) și ai tensiunii admisibile s-au stabilit mai multe metode de determinare, notate cu A, B, C sau D, în ordinea scăderii preciziei lor [40, 56].

Metoda A: mărimea factorilor se stabilește prin măsurări și/sau printr-o analiză matematică corespunzătoare a transmisiei și/sau pe baza unei experiențe industriale sigure. Pentru această metodă trebuie cunoscute toate datele despre transmisie și încărcare. În mod obișnuit, metoda A este puțin utilizată.

Metoda B: factorii se determină după procedee care sînt suficient de precise pentru majoritatea cazurilor de utilizare a transmisiilor. Este larg utilizată.

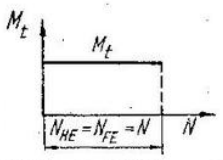
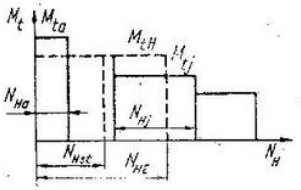
Metoda C: derivă din metoda B prin aproximații simplificate pentru unii factori. Este necesar să se verifice dacă sînt îndeplinite toate condițiile cerute pentru folosirea acestei metode.

Metoda D: se utilizează pentru determinarea mai ales a factorilor $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ din diagrame sau relații și mai simplificate față de metoda C. Diagramele indicate sînt valabile numai pentru domeniile precizate.

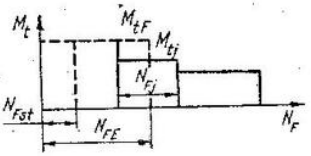
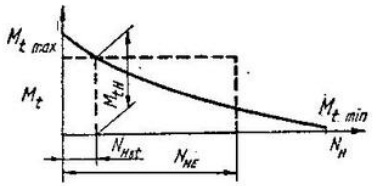
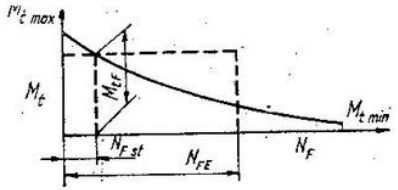
Diferiții factori se pot determina cu aceeași metodă sau cu metode diferite și este bine să se precizeze, în indice, metoda folosită: de exemplu, K_{V-B} sau K_{V-C}.

Tabelul 14.84

Echivalarea diferitelor tipuri de încărcări cu o încărcare constantă [5, 30, 49]

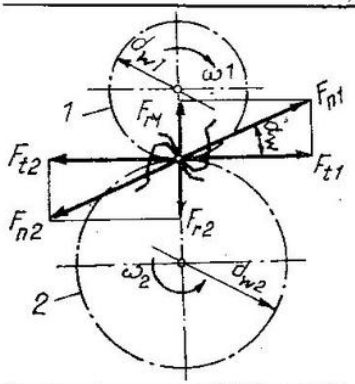
Tipul de încărcare	Relațiile de calcul. Recomandări
Ciclogramă cu încărcare constantă: P_1, kW; n, min^{-1}: M_t, M_{tH}, M_{tF} în N · mm; D_h, ore	 $M_{tH1(2)} = M_{tF1(2)} = M_{t1(2)}$ $M_{t1(2)} = 9\,550\,000\ P_{1(2)}/n_{1(2)}$ $N_{HE1(2)} = N_{FE1(2)} = N_{1(2)}$ $N_{1(2)} = 60\ D_{h1(2)}\ n_{1(2)}$
Ciclogramă cu încărcare în trepte: P_j, kW; n_j, min^{-1}; M_t, M_{tH}, M_{tF}, N · mm	*Datele pentru calculul la oboseală de contact a flancurilor dinților*  Pe ciclograma de încărcare se trece N_{Hst} conform tabelului A.14-1, iar momentul de torsiune care corespunde lui N_{Hst} se adoptă drept moment de bază M_{tH}, la care se reduc celelalte trepte de încărcare, rezultînd o încărcare M_{tH} constantă pe un număr de cicluri echivalente $N_{HE} = \Sigma(M_{tj}/M_{tH})^{m_H/2} \cdot N_{Hj}$, (14.3) cu m_H din tabelul A.14-1.

Tabelul 14.84 (continuare)

Tipul de încărcare	Relațiile de calcul. Recomandări
Ciclogramă cu încărcare în trepte	*Datele pentru calculul la oboseală prin încovoiere a dinților*  Pentru determinarea lui M_{tF} pe ciclograma de încărcare din figură se trece N_{Fst} conform tabelului A.14-1 și valoarea momentului care corespunde pentru N_{Fst} se adoptă ca M_{tF} constant, care va lucra pe numărul echivalent de cicluri $$N_{FE} = \Sigma(M_{tj}/M_{tF})^{m_F} N_{Fj}, \qquad (14.4)$$ cu m_F din tabelul A.14-1
Ciclogramă cu încărcare variabilă continuu: P_j, kW; n_j, min^{-1}; M_t, M_{tH}, M_{tF}, N · mm	  Momentele de bază considerate constante M_{tH} și M_{tF} se determină ca la încărcarea în trepte și conform figurilor, rezultînd: $$N_{HE} = \int_{M_{t\,min}}^{M_{t\,max}} (M_{tj}/M_{tH})^{m_H/2}\, dN_{Hj};$$ $$N_{FE} = \int_{M_{t\,min}}^{M_{t\,max}} (M_{tj}/M_{tH})^{m_F}\, dN_{Fj}$$

Tabelul 14.85

Forțele nominale din angrenaje*



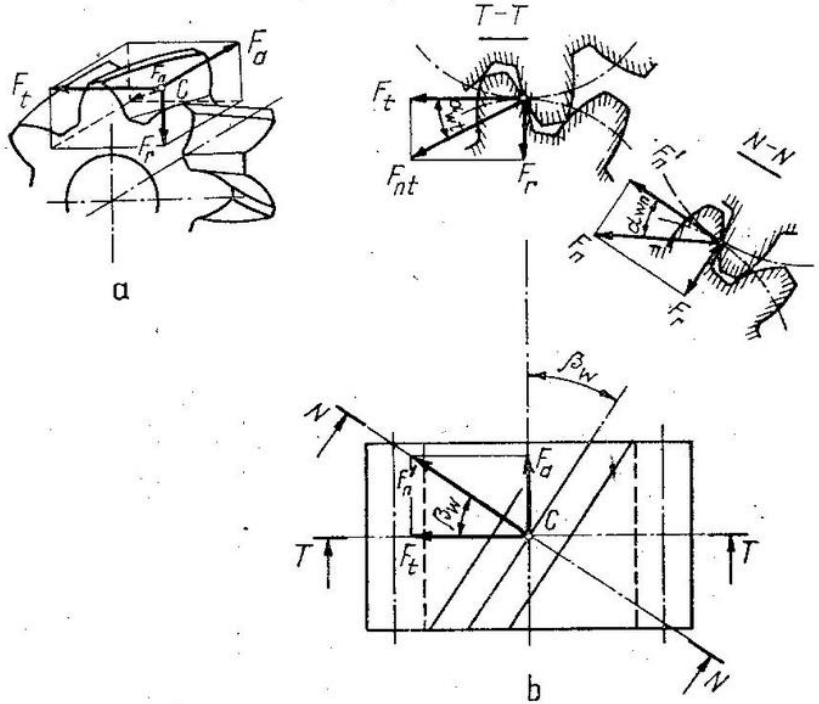
Angrenajul cilindric cu dinți drepți

$M_{t1} = 9\,550\,000\ P_1/n_1$	$M_{t2} = 9\,550\,000 P_2/n_2 = M_{t1} i \eta_a$
$F_{t1} = 2M_{t1}/d_{w1}$	$F_{t2} = 2M_{t2}/d_{w2}$
$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w$	$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w$
$F_{n1} = F_{t1}/\cos \alpha_w$	$F_{n2} = F_{t2}/\cos \alpha_w$

Întrucit $\eta_a \approx 0{,}98 \ldots 0{,}995$ se consideră

$$F_{t1} = F_{t2};\quad F_{r1} = F_{r2} \quad \text{și} \quad F_{n1} = F_{n2}$$

Angrenajul cilindric cu dinți înclinați



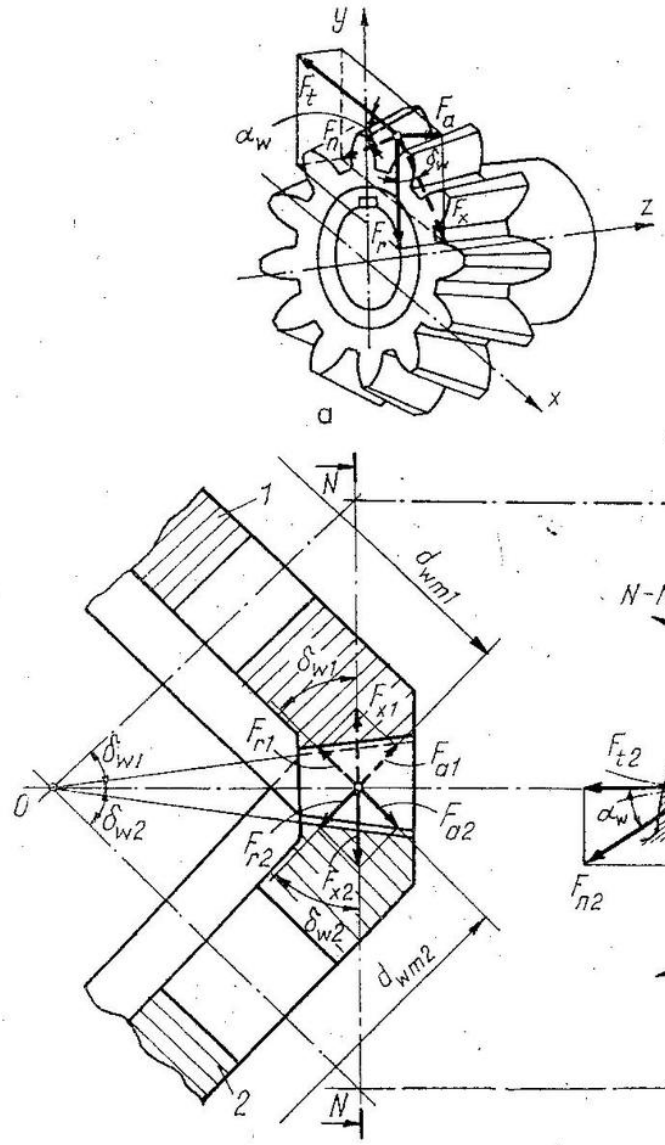
$F_{t1} = 2M_{t1}/d_{w1}$	$F_{t2} = 2M_{t2}/d_{w2}$
$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{wt}$	$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_{wt}$
$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_w$	$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta_w$
$F_{n1} = F_{t1}/\cos \alpha_{wn} \cos \beta_w$	$F_{n2} = F_{t2}/\cos \alpha_{wn} \cos \beta_w$

Pentru că $\eta_a \approx 1$ se poate lua $F_{t1} = F_{t2}$; $F_{r1} = F_{r2}$; $F_{a1} = F_{a2}$ și $F_{n1} = F_{n2}$.

* La încărcarea constantă $M_{t1} = M_{t1H} = M_{t1F}$, reaspectiv $F_t = F_{tH} = F_{tF}$.

Tabelul 14.85 (continuare)

Angrenajul conic cu dinți drepți



$F_{t_1} = 2M_{t_1}/d_{wm_1}$ | $F_{t_2} = 2M_{t_2}/d_{wm_2}$ | $F_{a_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_{w_1}$ | $F_{a_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_{w_2}$

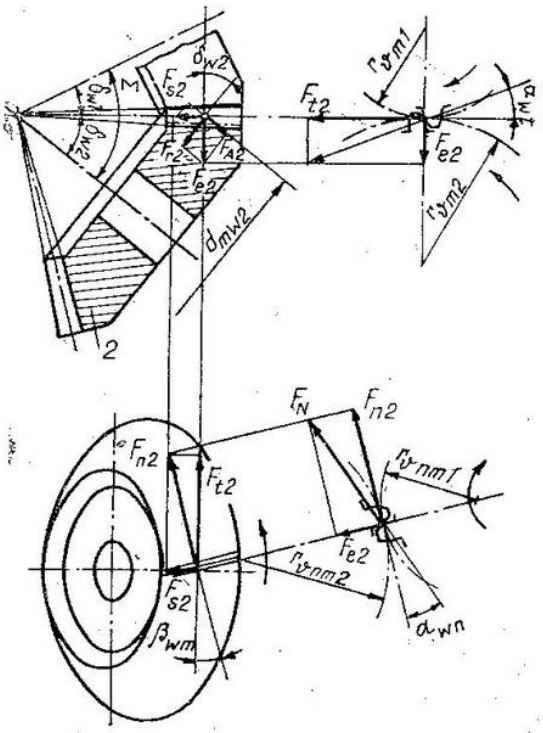
$F_{r_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_{w_1}$ | $F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_{w_2}$ | $F_{n_1} = F_{t_1}/\cos \alpha_w$ | $F_{n_2} = F_{t_2}/\cos \alpha_w$

Pentru $\Sigma = 90°$ rezultă:

$F_{r_1} \approx F_{a_2}$ și $F_{a_1} \approx F_{r_2}$. În majoritatea cazurilor, $d_{wm} = d_m$, $\delta_w = \delta$ și $\alpha_w = \alpha$

Tabelul 14.85 (continuare)

Angrenajul conic cu dinți curbi



$$F_{t_1} = 2M_{t_1}/d_{wm_1};\ F_{t_2} = 2M_{t_2}/d_{mw_2}$$

$$F_{n_1} = F_{t_1}/\cos\beta_{wm}\cos\alpha_{wn} \approx F_{n_2}.$$

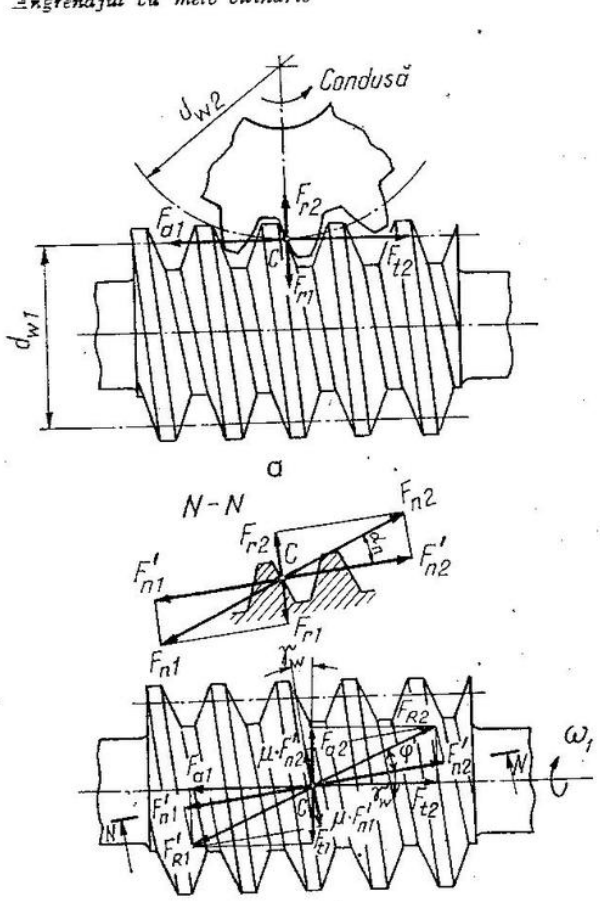
Valorile forțelor radiale și axiale depind de sensul înclinării dinților și de sensul de rotație al roții și se pot determina din tabelul 14.85, *a*.

Observații. 1. Majoritatea angrenajelor conice se execută cu $x_{n1} = x_{n2} = 0$ sau $x_{n1} = -x_{n2}$ și astfel $d_{wm} = d_m$, respectiv $\alpha_{wn} = \alpha_n$, $\delta_w = \delta$ și $\beta_w = \beta$.

2. Se recomandă corelarea sensului de înclinare a dintelui cu sensul de rotație a roții (la sensul de rotație dreapta al pinionului se va adopta sensul de înclinare al dintelui dreapta), pentru ca sensul forței axiale să rezulte spre baza conului roții și astfel, dacă există jocuri în lagăre, deplasarea axială a roții să mărească jocul dintre dinți

Tabelul 14.85 (continuare)

Angrenajul cu melc cilindric



$$F_{t_1} = 2M_{t_1}/d_{w1} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma_w \pm \varphi') = F_{a_2}$$
$$F_{t_2} = 2M_{t_2}/d_{w_2} = F_{a_1} = F_{t_1}/\operatorname{tg}(\gamma_w \pm \varphi')$$
$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \cos\varphi' \operatorname{tg}\alpha_n/\cos(\gamma_w \pm \varphi')$$
$$F_{n_1} = F_{n_2} = F_{t_2} \cos\varphi'/\cos\alpha_n \cos(\gamma_w \pm \varphi'),$$

unde $\gamma_w = \operatorname{arc\,tg}(z_1 m/d_{w1})$ și $\varphi' = \operatorname{arctg}\mu' = \operatorname{arctg}(\mu/\cos\alpha_n)$.

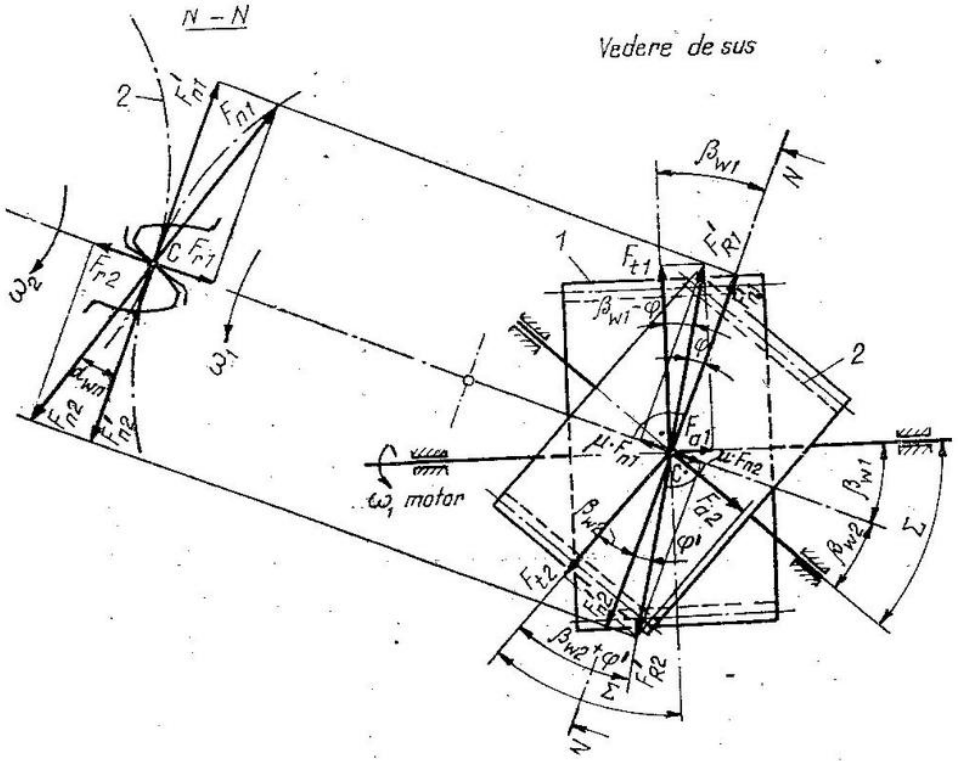
Dacă se neglijează φ' ($\varphi' < 3°$), rezultă:

$$F_{t_1} = F_{t_2} \operatorname{tg}\gamma_w$$
$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\gamma_w$$
$$F_{n_1} = F_{n_2} = F_{t_2}/\cos\alpha_n \cos\gamma_w.$$

Observație. Semnul (+) se ia pentru angrenajul cu melc conducător, iar semnul (−) pentru angrenajul cu roata melcată conducătoare

Tabelul 14.85 (continuare)

Angrenajul cilindric elicoidal



$$F_{t_1} = 2M_{t_1}/d_{w1};\ F_{t_2} = F_{t_1}\cos(\beta_{w_2} + \varphi')/\cos(\beta_{w_1} - \varphi')$$

$$F_{a_1} = F_{t_1}\,\mathrm{tg}\,(\beta_{w_1} - \varphi');\ F_{a_2} = F_{t_2}\,\mathrm{tg}\,(\beta_{w_2} + \varphi')$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_1}\,\mathrm{tg}\,\alpha_{wn}\cos\varphi'/\cos(\beta_{w_1} - \varphi')$$

$$F_{n_1} = F_{n_2} = F_{t_1}\cos\varphi'/[\cos\alpha_{wn}\cos(\beta_{w_1} - \varphi')].$$

Dacă se neglijează frecarea dintre dinți ($\varphi' \approx 0$), rezultă:

$$F_{t_2} = F_{t_1}\cos\beta_{w_2}/\cos\beta_1;\quad F_{a_1} = F_{t_1}\,\mathrm{tg}\,\beta_{w_1};$$

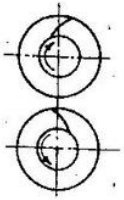
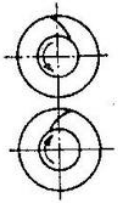
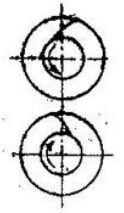
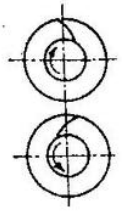
$$F_{a_2} = F_{t_2}\,\mathrm{tg}\,\beta_{w_2};\quad F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_1}\,\mathrm{tg}\,\alpha_{wn}/\cos\beta_{w_1};$$

$$F_{n_1} = F_{n_2} = F_{t_1}/(\cos\alpha_{wn}\cos\beta_{w_1}).$$

Dacă $x_{n_1} = x_{n_2} = 0$ sau $x_{n_1} = -x_{n_2}$, atunci $\alpha_{wn} = \alpha_n$, $\beta_w = \beta$ și $d_w = d$.

Tabelul 14.85 a

Valorile forțelor axiale și radiale la angrenajul conic cu dinți curbi

Roata conductoare (1)		Roata condusă (2)	
Înclinarea curbei dinților și sensul de rotație	Relațiile de calcul	Înclinarea curbei dinților și sensul de rotație	Relațiile de calcul
	$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \cos \delta_{w1} - \sin \beta_{wm} \sin \delta_{w1})$ $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \sin \delta_{w1} + \sin \beta_{wm} \cos \delta_{w1})$		$F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \cos \delta_{w2} + \sin \beta_{wm} \sin \delta_{w2})$ $F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \sin \delta_{w2} - \sin \beta_{wm} \cos \delta_{w2})$
	$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \cos \delta_{w1} + \sin \beta_{wm} \sin \delta_{w1})$ $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \sin \delta_{w1} - \sin \beta_{wm} \cos \delta_{w1})$		$F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \cos \delta_{w2} - \sin \beta_{wm} \sin \delta_{w2})$ $F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_{wm}} (\operatorname{tg} \alpha_{wn} \sin \delta_{w2} + \sin \beta_{wm} \cos \delta_{w2})$

Tabelul 14.86

Factorul de utilizare K_A și rigiditatea danturii c' și c_γ

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Factorul de utilizare K_A	*Metoda 1.* K_A se apreciază din tabelul A. 14-2 *Metoda 2.* $K_A = K_{Am}K_{Al}$, unde K_{Am} reprezintă efectul mașinii motoare și se adoptă din tabelul A-14-2 pentru cazul cînd mașina antrenată are funcționare uniformă, iar K_{Al} se ia din tabelul A.14-3.
Rigiditatea unei perechi de dinți în angrenare c', N/(mm · μm)	*Metoda B* Pentru cuplul de materiale oțel/oțel, $c' = 1/(0{,}04723 + 0{,}15551/z_{n1} + 0{,}25791/z_{n2} - 0{,}00635x_{n1} - 0{,}11654x_{n1}/z_{n1} - 0{,}00193x_{n2} - 0{,}24188\,x_{n2}/z_{n2} + 0{,}00529\,x_{n1}^2 + 0{,}00182\,x_{n2}^2)$. (La danturi interioare $z_{n2} \to \infty$). Pentru alte cupluri de materiale, $c' = c'_{oțel/oțel} \cdot E/E_{oțel} = c'_{oțel/oțel}\,\xi$, unde: $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ iar, $\xi = 0{,}74$ pentru oțel/fontă; $\xi = 0{,}55$ pentru fontă/fontă *Metoda C* Pentru cuplu de materiale oțel/oțel, $c' = 14$N/(mm · μm)
Rigiditatea medie a perechilor de dinți simultan în angrenare c_γ, N/(mm · μm)	*Metoda B* Pentru cuplul de materiale oțel/oțel, $c_\gamma = c'(0{,}75\varepsilon_\alpha + 0{,}25)$. Pentru alte cupluri de materiale, $c_\gamma = c_\gamma$ oțel/oțel · ξ, unde ξ se adoptă conform indicațiilor de la calculul lui c'. *Metoda C* Pentru cuplul de materiale oțel/oțel, $c_\gamma = 20$ N/(mm · μm)

Tabelul 14.87

Factorul dinamic K_v

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări

Angrenaje cilindrice cu dinți drepți sau înclinați, exteriori sau interiori [40, 56]

Metoda B

Factorul dinamic K_v după metoda B, K_{v-B}

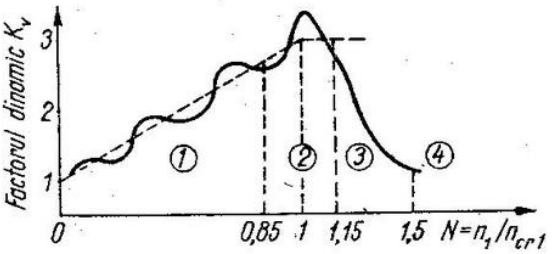


Fig. 1

Se deosebesc patru domenii de funcționare:

– subcritic ($N < 0,85$); în acest domeniu lucrează majoritarea transmisiilor industriale cu turații mici și medii pentru care

$$K_v = NK + 1, \tag{14.5}$$

unde

$$K = C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_K; \tag{14.6}$$

– critic, de rezonanță ($0,85 \leqslant N \leqslant 1,15$),

$$K_v = C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v4}B_k + 1; \tag{14.7}$$

– intermediar ($1,15 < N < 1,5$),

$$K_v = K_{v(N=1,5)} + \frac{K_{v(N=1)} - K_{v(N=1,5)}}{0,35}(1,5 - N), \tag{14.8}$$

unde: $K_{v(N=1)}$ se calculează cu relația (14.7) cu $N=1$, iar $K_{v(N=1,5)}$ cu relația (14.9).

– supracritic ($N \geqslant 1,5$); în acest domeniu lucrează turbotransmisiile și cele cu turații foarte mari, pentru care

$$K_v = C_{v5}B_p + C_{v6}B_f + C_{v7}. \tag{14.9}$$

Valorile factorilor $C_{v1} \ldots C_{v7}$ se adoptă din tabelul A.14-4

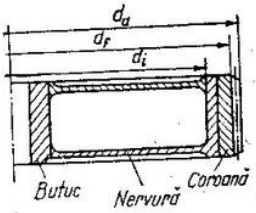
Factorul de referință al turației, N

$$N = \frac{n_1}{n_{cr1}} = \frac{n_1^{[\text{în min}^{-1}]}}{\frac{30 \cdot 10^3}{\pi z_1}\sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}} = \frac{n_1^{[\text{în s}^{-1}]}}{\frac{10^3}{2\pi z_1}\sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}} \tag{14.10}$$

Turația de rezonanță a pinionului n_{cr1}, în min^{-1} sau s^{-1}

$$n_{cr1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi z_1}\sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}\ [\text{min}^{-1}] = \frac{10^3}{2\pi z_1}\sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}\ [\text{s}^{-1}] \tag{14.11}$$

Tabelul 14.87 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Masa redusă a angrenajului la linia de angrenare pe unitatea de lățime a roții, m_{red}, în kg/mm	$$m_{red} = m_1 m_2/(m_1 + m_2), \quad (14.12)$$ unde $m_{1(2)} = \theta_{1(2)}/[r_{b1(2)}^2 b_{1(2)}]$. La transmisiile cu mai multe trepte se consideră separat fiecare treaptă. *Cazuri particulare* a. Angrenaj cu axe fixe și roți dințate de construcție obișnuită  Fig. 2 $$m_{red} = \frac{\pi}{8}\left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}}\right)^2 \cdot \frac{d_{m1}^2}{\dfrac{1}{(1-q_1^4)\rho_1} + \dfrac{1}{(1-q_2^4)\rho_2 u^2}} \quad (14.13)$$ unde: $d_{m1} = 0{,}5(d_{a1} + d_{f1})$; $q_{1(2)} = d_{i1(2)}/d_{m1(2)}$ Pentru roți și pinioane de formă disc plin rezultă $$(1 - q_1^4) = 1 \quad \text{și} \quad (1 - q_2^4) = 1.$$ Dacă ambele roți sînt din oțel, pinionul este disc plin, iar roata este disc plin sau ca în figură, n_{cr1} se poate determina și grafic din fig. A.14-1. b. Arbore pinion cu $d_m \approx d_{arbore}$. Se adoptă tot cazul a, dar cu $b_1 = b_w$. c. Două roți coaxiale unite rigid între ele. Se consideră numai masa roții mari. d. Două pinioane antrenează o roată. Se consideră separat ca două angrenaje (primul pinion-roată și al doilea pinion-roată). e. Trei roți dințate în serie $$m_{red} = 2/(1/m_1 + 2/m_2 + 1/m_3) \quad \text{și} \quad c_\gamma = 0{,}5(c_{\gamma_{1-2}} + c_{\gamma_{2-3}}),$$ unde: 1, 2, 3 reprezintă pinionul, roată intermediară, roata condusă. f. Angrenaj planetar. Apar cazurile: — pinion central — roată planetară (*pla*), $$m_{red} = m_{cen} m_{pla}/(n_{pla} m_{pla} + m_{cen})$$ unde: m_{pla} și m_{cen} se determină cu relația (14.12) și anume pentru o singură roată planetară și, respectiv, pinionul central (cen), iar n_{pla} este numărul de roți planetare; valoarea obținută se introduce în relația (14.11), unde c_γ este rigiditatea angrenării pinionului central cu o singură roată planetară;

Tabelul 14.87 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	— roată planetară-coroană dințată interior fixă (unită cu carcasa); se consideră masa coroanei dințate infinită, deci $$m_{red} = m_{pla} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{d_{m\,pla}^4}{d_{b\,pla}^2} (1 - q_{pla}^2)\, \rho_{pla},$$ unde: $d_{m\,pla} = 0{,}5(d_{a\,pla} + d_{f\,pla})$; $q_{pla} = d_{i\,pla}/d_{m\,pla}$ — roată planetară-coroană dințată interior rotitoare; pentru calculul lui m_{red} se utilizează cazul *a*; dacă angrenează cu mai multe roți planetare se utilizează prevederile de la punctul d
Parametrul B_p care consideră efectul abaterii pasului de bază	$$B_p = c' f_{pb\,ref}/(F_{tH} K_A/b_w), \qquad (14.14)$$ unde $f_{pb\,ref} = f_{pbr} - y_p$. Angrenaj nemăsurat, $f_{pbr} = f_{pb_2}$, conform STAS 6273-81 Angrenaj măsurat, $f_{pbr} = f_{pbr_2}$. La angrenajul planetar în relația (14.14) F_{tH} este forța care revine unei roți planetare
Mărimea rodării abaterii pasului de bază, y_p, în µm	Se adoptă din experiențe, sau din tabelul A.14-5.
Parametrul B_f care consideră efectul abaterii profilului dintelui	$$B_f = c' f_{f\,ref}/(F_{tH} K_A/b_w),$$ unde $f_{f\,ref} = f_{fr} - y_f$ Angrenaj nemăsurat, $f_{fr} = f_{f_2}$, conform STAS 6278-81 Angrenaj măsurat, $f_{fr} = f_{fr_2}$. Pentru angrenajul planetar, în relația de mai înainte F_{tH} este forța care revine unei roți planetare
Mărimea rodării abaterii profilului dinteluil y_f, în µm	Se adoptă din experiență, sau din tabelul A.14-5, dar cu f_{fr} introdus în loc de f_{pbr}
Parametrul B_k care consideră efectul flancării	Pentru treptele de precizie 7 la 12 după criteriul funcționării line, conform STAS 6273-81, $B_k = 1$. Pentru treptele de precizie 1 la 6, $$B_k = \lvert 1 - c' \Delta_{aF}/(F_{tH} K_A/b_w) \rvert.$$ La roțile dințate neflancate și din același material se consideră o flancare de rodaj $$\Delta_{aFy} = \frac{1}{18} \cdot \left(\frac{\sigma_{H\,lim\,b}}{97} - 18{,}45 \right)^2 + 1{,}5.$$

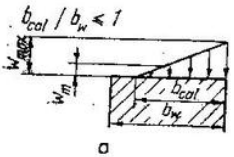
Tabelul 14.87 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	Dacă materialele roților sînt diferite, se determină separat Δ_{aFy1} și Δ_{aFy2}, iar $\Delta_{aFy} = 0{,}5\,(\Delta_{aFy1} + \Delta_{aFy2})$. La angrenajul planetar F_{tH} este forța totală împărțită la numărul de roți planetare
	Metoda C
Factorul dinamic K_v după metoda C, K_{v-C},	Este dedusă din metoda B dar trebuie îndeplinite condițiile: a) roți dințate din oțel, discuri pline sau coroane dințate grele; b) pinioane cu $z_1 < 50$; c) încărcări medii sau mari ($F_{tH}/b_w > 150$ N/mm); d) funcționare în domeniul subcritic, ceea ce înseamnă la danturi înclinate $vz_1/100 < 14$, iar la danturi drepte $vz_1/100 < 10$; e) pentru $vz_1/100 < 3$, metoda C se poate utiliza pentru toate formele de roți cilindrice. K_v se adoptă din fig. A.14-2 pentru danturi drepte ($\varepsilon_\beta = 0$), sau din fig. A.14-3 pentru danturi înclinate cu $\varepsilon_\beta \geq 1$. Pentru danturi înclinate cu $\varepsilon_\beta < 1$, se face o interpolare liniară, deci: $$K_v = K_{v\beta} - \varepsilon_\beta (K_{v\beta} - K_{v\alpha}),$$ unde $K_{v\alpha}$ este valoarea lui K_v determinat din fig. A.14-2 ca pentru o dantură dreaptă, iar $K_{v\beta}$ din fig. A.14-3. *Observații.* 1. În fig. A.14-2 și fig. A.14-3 dreptele s-au trasat pentru fiecare treaptă de precizie numai pînă la valoarea $vz_1/100$ pînă la care se recomandă a se utiliza angrenajul cu precizia respectivă (v. și STAS 12192-84). 2. Dacă coroana dințată este foarte ușoară, sau dacă dantura înclinată are ε_β foarte mare, atunci din fig. A.14-2 și fig. A.14-3 se obțin valori nefavorabile
	Angrenaje conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi [17, 37, 49]
Factorul dinamic K_v după metoda C, K_{v-C}	$$K_v = 1 + \frac{w_v b_w}{K_A F_{tm1}} \qquad (14.15)$$ unde: $$w_v = \delta g_0 \cdot v_{tm}\,[(d_{m1} + d_{m2})/(2u)]^{1/2} \leq w_{v\,max}, \qquad (14.16)$$ δ — tabelul A.14-6; g_0 — tabelul A.14-7; $w_{v\,max}$ — tabelul A.14-8. Dacă în relația (14.16) $w_v > w_{v\,max}$, se adoptă $w_v = w_{v\,max}$
	Angrenajul cu melc cilindric [15]
Factorul dinamic K_v după metoda C, K_{v-C}	Se adoptă din tabelul A.14-9.

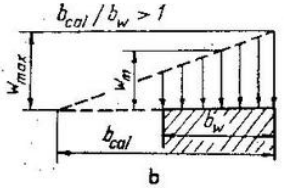
Tabelul 14.85

Factorii repartiției sarcinii pe lățimea danturii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Angrenaje cilindrice cu dinți drepți sau înclinați, exteriori sau interiori [30, 40, 56]	
1. Forța tangențială medie F_{tm} pentru calculul factorilor $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$, în N	$$F_{tm} = F_{tH} K_A K_v,$$ cu F_{tH} din tabelul 14.85; K_A – tabelul 14.86; K_v – tabelul 14.87.
2. Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de contact, $K_{H\beta}$	Relația generală de definiție este $$K_{H\beta} = \frac{F_{t\,max}/b_w}{F_{tm}/b_w} = \frac{w_{max}}{w_m}.$$ Pentru stabilirea relațiilor efective de calcul se deosebesc două cazuri în funcție de mărimea petei de contact:



a



b

a) $$K_{H\beta} = \frac{2}{b_{cal}/b_w}, \qquad (14.17, a)$$

cu $$\frac{b_{cal}}{b_w} = \sqrt{\frac{2F_{tm}/b_w}{F_{\beta y} c_\gamma}} \qquad (14.18, a)$$

b) $$K_{H\beta} = \frac{2b_{cal}/b_w}{2(b_{cal}/b_w) - 1}, \qquad (14.17, b)$$

cu $$\frac{b_{cal}}{b_w} = 0{,}5 + \frac{F_{tm}/b_w}{F_{\beta y} c_\gamma} \qquad (14.18, b)$$

Ca ordine de calcul, mai întîi se presupune cazul a) și se determină cu relația (14.18, a) valoarea b_{cal}/b_w. Dacă $b_{cal}/b_w \leq 1$, înseamnă că s-a ales corect cazul a) și cu relația (14.17, a) se determină $K_{H\beta}$. Dacă $b_{cal}/b_w > 1$, se aplică cazul b), lucrîndu-se cu relațiile (14.17, b) și (14.18, b).

c_γ – tabelul 14.86.

Calculul lui $F_{\beta y}$ se va arăta în continuare și anume după metodele C și B

Tabelul 14.88 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări

METODA C — Se aplică la reductoare nemăsurate, sau măsurate fără încărcare

2.1. Abaterea direcției dintelui după rodare, respectiv abaterea direcției dintelui înainte de rodare, $F_{\beta y}$, respectiv, $F_{\beta x}$, în μm

După tipul de corecție pe lățimea danturii se folosesc relațiile:

Angrenaj fără corecție pe lățimea danturii	$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta$	(14.19)
	$F_{\beta x} = \lvert f_{ar} + f_{ex} \rvert$	(14.20)
Angrenaj cu corecție a unghiului de înclinare (indice h)	$F_{\beta yh} = F_{\beta xh} - y_\beta$	(14.19,h)
	$F_{\beta xh} = \lvert f_{arh} \rvert$	(14.20,h)
Angrenaj cu dantura bombată (indice c)*	$F_{\beta yc} = F_{\beta xc} - y_\beta$	(14.19,c)
	$F_{\beta xc} = \lvert f_{arc} + 0{,}5 f_{ex} \rvert$	(14.20,c)
Angrenaj cu dantură teșită (indice t)**	$F_{\beta yt} = F_{\beta xt} - y_\beta$	(14.19,t)
	$F_{\beta xt} = \lvert f_{art} + 0{,}7 f_{ex} \rvert$	(14.20,t)

* v. tabelul A.14-10

** v. tabelul A.14-10

2.1.1. Abaterea direcției dintelui datorită deformării arborelui pinion (în toate relațiile se introduce cu semn pozitiv), f_{ar}, în μm

$$f_{ar}(f_{arh}, f_{arc}, f_{art}) = (F_{tm}/b_w)\, f_{ar0}.$$

Observație. La dantură în V se ia F_{tm} întreg, în afară de ultimul caz din fig. A.14-4 cînd se adoptă $F_{tm}/2$.

f_{ar0} se determină cu următoarele relații:

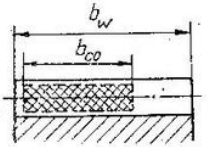
Angrenaj fără corecție pe lățimea danturii	Dantură dreaptă	$f_{ar0} = (31\gamma + 5)\,10^{-3}$
	Dantură înclinată sau în V	$f_{ar0} = (36\gamma + 13)\,10^{-3}$
Angrenaj cu corecție a unghiului de înclinare	Dantură dreaptă	$f_{ar0} = 5 \cdot 10^{-3}$
	Dantură înclinată sau în V	$f_{ar0} = 13 \cdot 10^{-3}$
Angrenaj cu dantură bombată	Dantură dreaptă	$f_{ar0} = (15{,}5\gamma + 5)\,10^{-3}$
	Dantură înclinată sau în V	$f_{ar0} = (18\gamma + 13)\,10^{-3}$
Angrenaj cu dantură teșită	Dantură dreaptă	$f_{ar0} = (23\gamma + 5)\,10^{-3}$
	Dantură înclinată sau în V	$f_{ar0} = (27\gamma + 13)\,10^{-3}$

Factorul influenței poziției angrenajului între lagăre, γ

$\gamma = \left| 1 + K \dfrac{ls}{d_1^2} \right| \left(\dfrac{b_w}{d_1} \right)^2$, pentru dantura dreaptă și înclinată;

$\gamma = \left| 1{,}5 + K \dfrac{ls}{d_1^2} \right| \left(\dfrac{b_w}{2d_1} \right)^2$, pentru dantura în V, asimetrică între lagăre și se determină pentru jumătatea de roată mai încărcată (v. fig. A.14-4). Dacă dantura în V este simetrică între lagăre, $s = 0$. Constanta K se adoptă din fig. A.14-4.

Tabelul 14.88 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
2.1.2. Abaterea direcției dintelui datorită preciziei de execuție, f_{ex}, în µm	Se determină în funcție de metoda prin care este stabilită sau verificată precizia de execuție, astfel:	
	C_1. Sînt prescrise toleranțele conform STAS 6273-81	$f_{ex} = 0{,}5\ F_\beta$
	C_2. Este prescrisă, conform STAS 6273-81, lungimea petei momentane de contact b_{c0} 	$f_{ex} = \frac{2}{3} \cdot \frac{b_w}{b_{c0}} s_c$, unde s_c este grosimea stratului de tușare (între 2 la 20 µm — obișnuit 5 µm)
	C_3. S-a măsurat lungimea și poziția petei momentane de contact maximă și minimă ($b_{c0\ max}$ și $b_{c0\ min}$) la diferiți dinți în angrenare, la reductorul montat, dar neîncărcat	$f_{ex\ min} = s_c b_w / b_{c0\ max}$; $f_{ex\ max} = s_c b_w / b_{c0\ min}$ $f_{ex} = 0{,}5\ (f_{ex\ min} + f_{ex\ max})$ În relația (14.20) pentru calculul $F_{\beta x}$, f_{ar} se ia mereu pozitiv, iar semnul pentru f_{ex} se adoptă după poziția petei de contact, conform indicațiilor din fig. A.14-5.
	C_4. Reductorul a fost executat și s-au măsurat abaterile de execuție	$f_{ex\ max} = F_{\beta r1\ max} - F_{\beta r2\ max} + f_{yr\ max} + f_{xr\ max} \operatorname{tg} \alpha_t$ $f_{ex\ min} = F_{\beta r1\ min} - F_{\beta r2\ min} + f_{yr\ min} + f_{xr\ min} \operatorname{tg} \alpha_t$ $f_{ex} = 0{,}5\ (f_{ex\ max} + f_{ex\ min})$ În relații, abaterile măsurate se introduc cu semnul lor
2.1.3. Mărimea rodării abaterii direcție dintelui, y_β în µm	Se adoptă din tabelul A.14-11	

Metoda B — Se utilizează cînd la reductorul montat s-a măsurat pata de contact (indice P) la una sau două încărcări parțiale

2.2. Abaterea direcției dintelui înainte de rodare, $F_{\beta x}$, µm	*Metoda* B_1 (se utilizează numai la angrenaje fără corecturi pe lățime). Premise: s-a măsurat pata de contact la o încărcare parțială $b^*_{c0\ P}$, iar f_{ar} se calculează conform poz. 2.1.1.	

Tabelul 14.88 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Abaterea direcției dintelui înainte de rodare $F_{\beta x}$, μm	* *Observație.* Sarcina parțială P se adoptă astfel încît pata de contact să fie mai mică decît lățimea danturii ($b_{c0P}/b_w < 1$), totuși trebuie ca încărcarea minimă să fie mai mare decît $0,1\,F_{tm}$. De asemenea trebuie ca diferența dintre lungimile petelor de contact să fie cît mai mare posibil, dar $b_{c0P\,min}/b_w > 0,1$, iar $b_{c0P\,max}/b_w < 0,85$. Modul de lucru: 1. Se determină b_{c0P}/b_w. 2. $F_{\beta xP} = \dfrac{2F_{tmP}/b_w}{(b_{c0P}/b_w)^2\, c_\gamma}$. 3. $f_{arP} = \left\lvert \dfrac{F_{tmP}}{b_w} f_{ar0} \right\rvert$, unde f_{ar0} conform poz. 2.1.1. 4. $f_{ex} = F_{\beta xP} - f_{arP}$. 5. $f_{ar} = f_{arP} \dfrac{F_{tm}/b_w}{F_{tmP}/b_w}$. 6. $F_{\beta x} = \lvert f_{ar} + f_{ex} \rvert$. În continuare se determină y_β din tabelul A.14-11, apoi $F_{\beta y}$ conform poz. 2.1 și în final $K_{H\beta}$ după poz. 2. *Metoda* B_2 (se utilizează numai la angrenaje fără corecție) Premise: s-a măsurat pata de contact la o încărcare parțială b^*_{c0P}, iar f_{ex} s-a determinat experimental (la reductorul încărcat). * – v. metoda B_1. Modul de lucru: 1. Se încarcă reductorul cu F_{tmP} și se determină b_{c0P}. 2. Se calculează $F_{\beta xP} = \dfrac{2F_{tmP}/b_w}{(b_{c0P}/b_w)^2\, c_\gamma}$. 3. f_{ex} se determină experimental la reductorul neîncărcat cu una dintre metodele c_3 sau c_4 de la poz. 2.1.2. 4. Se calculează: $f_{arP} = F_{\beta xP} - f_{ex}$. 5. Se calculează, pentru încărcarea nominală F_{tm}, $$f_{ar} = f_{arP} \frac{F_{tm}/b_w}{F_{tmP}/b_w} .$$ 6. Se determină $F_{\beta x} = \lvert f_{ar} + f_{ex} \rvert$ și în continuare se procedează ca la metoda B_1.

Tabelul 14.88 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Abaterea direcției dintelui înainte de rodare $F_{\beta x}$, µm	*Metoda* B_3 (se utilizează și la angrenaje cu corecție pe lățimea danturii) Premise: se determină pata de contact la două încărcări parțiale b^*_{c0P1} și b^*_{c0P2}. * — v. metoda B_1. Modul de lucru: 1. Se calculează $F_{\beta xP1} = \frac{2F_{tmP1}/b_w}{(b_{c0P1}/b_w)^2 c_\gamma}$ și $F_{\beta xP2} = \frac{2F_{tmP2}/b_w}{(b_{c0P2}/b_w)^2 c_\gamma}$. 2. Prin extrapolare se determină $F_{\beta x}$ la încărcarea nominală F_{tm}: $F_{\beta x} = F_{\beta xP1} + (F_{\beta xP2} - F_{\beta xP1}) \frac{F_{tm}/b_w - F_{tmP1}/b_w}{F_{tmP2}/b_w - F_{tmP1}/b_w}$ și în continuare se procedează ca la metoda B_1.
3. Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea piciorului dintelui, $K_{F\beta}$	Se determină în funcție de $K_{H\beta}$: $K_{F\beta} = K^N_{H\beta}$, (14.21) unde $N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$, (14.22) iar $b/h = \min(b_1/h_1$ și $b_2/h_2)$. *Observație.* Factorul $K_{H\beta}$ se poate determina și grafic din fig. A.14-6 dacă se cunoaște $F_{\beta y}$ și c_γ. De asemenea și factorul $K_{F\beta}$ se poate determina grafic din fig. A.14-6 dacă se cunoaște $F_{\beta y}$, c_γ și b/h
Metoda D — Rezultă din metodele B și C cu unele ipoteze și simplificări	
4. Factorii repartiției sarcinii pe lățimea danturii, $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$	*Metoda* D_1: $K_{H\beta}$ din fig. A.14-7 și $K_{F\beta}$ din fig. A.14-8. *Metoda* D_2: $K_{H\beta}$ din tabelul A.14-12, iar $K_{F\beta}$ cu relația (14.21) sau fig. A.14-9.
Angrenaje conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi [37]	
5. Factorii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$ — tabelul A.14-13; $K_{F\beta}$ — relația (14.21) sau fig. A.14-9

Tabelul 14.88 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Angrenajul cu melc cilindric [7, 11]	
6. Factorii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$	$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + (z_2/U)^3 (1 - x)$, (14.23) unde $x = M_{im}/M_{i\,max} = \Sigma M_i t_i n_i / (M_{i\,max} \Sigma t_i n_i)$, în care: M_i, t_i, n_i sînt momentul încovoietor, timpul de lucru, în ore, turația, în rot/min la regimul i, iar $M_{i\,max}$ — momentul încovoietor maxim care lucrează minim 10^3 cicluri, toate la arborele roții melcate. Dacă încărcarea este constantă, rezultă $x = 1$ (dinții se rodează bine) și $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$. U — tabelul A.14-14.

Tabelul 14.89

Factorii repartiției frontale a sarcinii, $K_{H\alpha}$ și $K_{F\alpha}$

Tipul de angrenaj	Relațiile de calcul. Recomandări
Angrenaje cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepți, înclinați sau în V	$K_{H\alpha}$ din fig. A.14-10 în funcție de viteza v și treapta de precizie după criteriul de funcționare lină. $K_{F\alpha} = 1 + 2(K_{H\alpha} - 1)$ (14.24)
Angrenaje conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi	— Angrenaje neprecise (treapta de precizie pentru funcționare lină 7 la 11, după STAS 6273-81) sau precise, dar cu încărcare mică: $K_{H\alpha} = 1/Z_\varepsilon^2$; Z_ε v. tabelul 14.90 (14.25) $K_{F\alpha} = 1/Y_\varepsilon$; Y_ε v. tabelul 14.93. Angrenaje precise cu încărcare normală sau mare: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ (14.26)
Angrenajul cu melc cilindric	$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0{,}75$ pentru treptele de precizie 6 și 7, bine rodate și $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ pentru celelalte cazuri

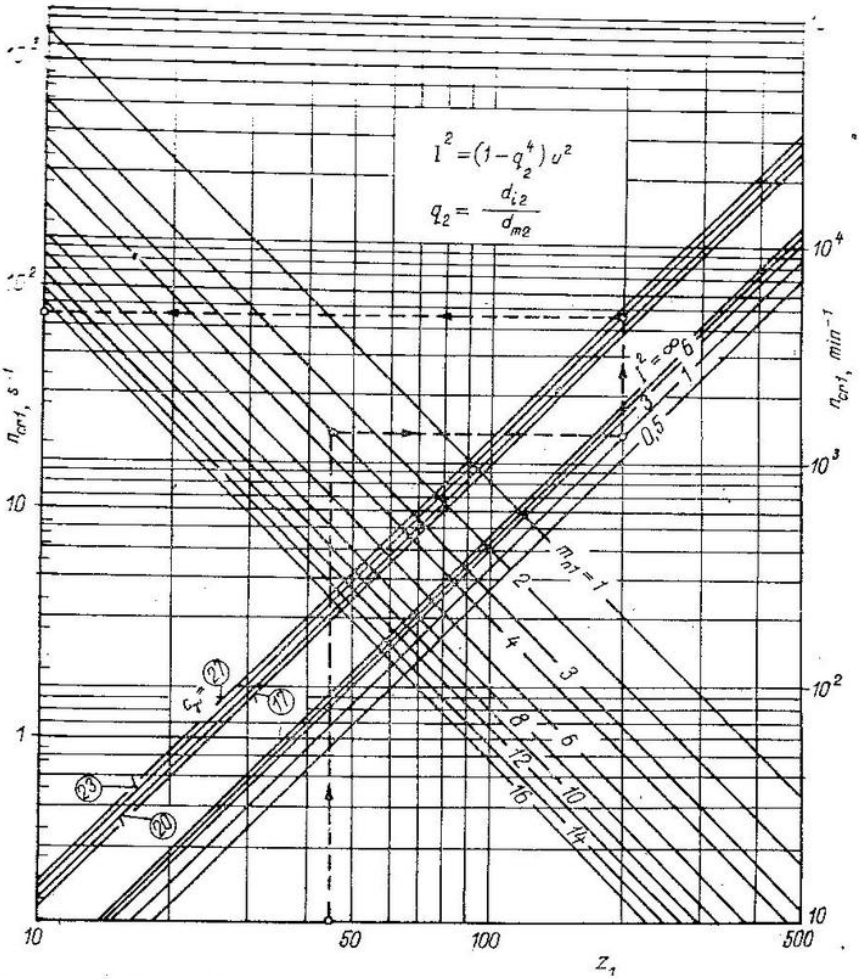


Fig. A. 14-1. Diagramă pentru determinarea turației de rezonanță $n_{cr\,1}$ (ambele roți dințate din oțel, pinionul în formă disc plin, sau ca în fig. 2/tabelul 14.87) [40].

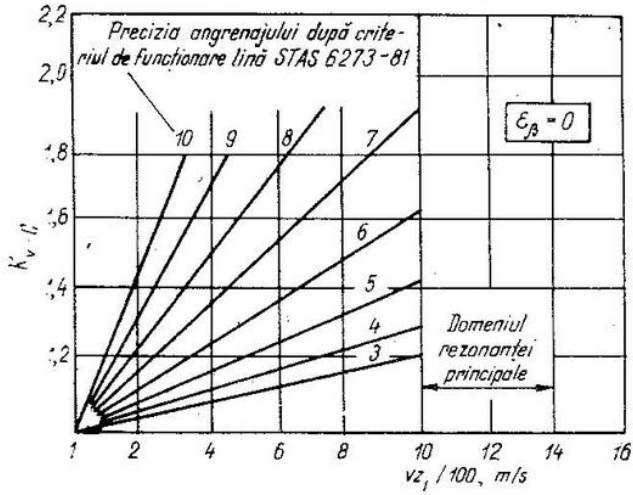


Fig. A. 14-2. Factorul dinamic K_{v-c} la danturile cilindrice drepte.

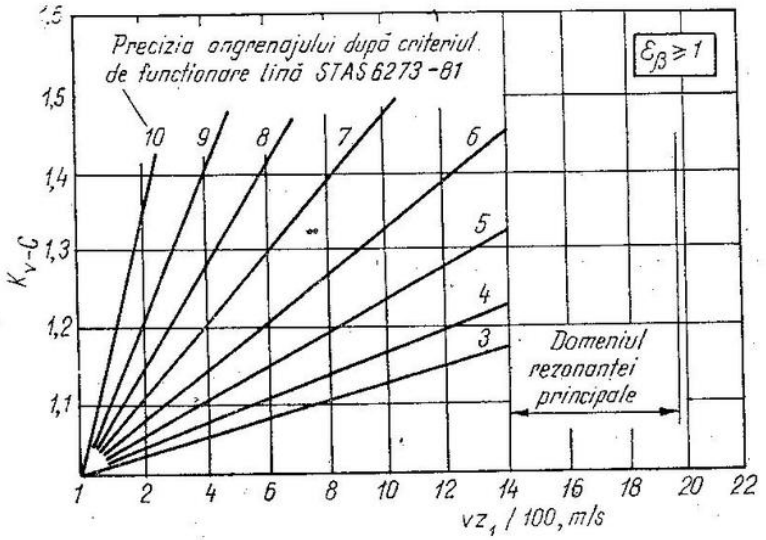


Fig. A. 14-3. Factorul dinamic K_{V-C} la danturile cilindrice înclinate.

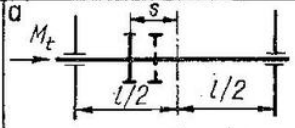
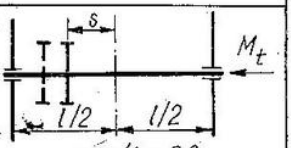
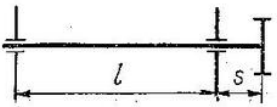
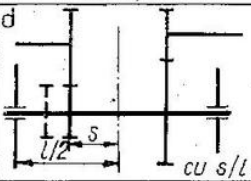
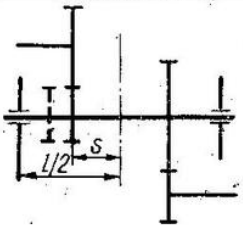
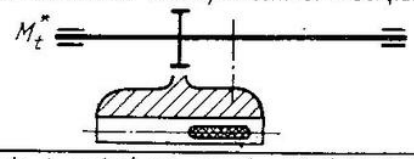
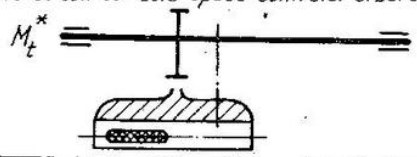
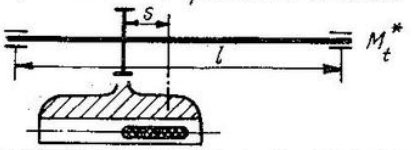
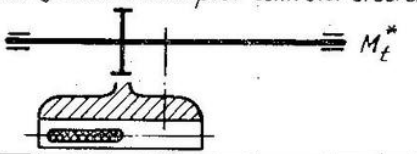
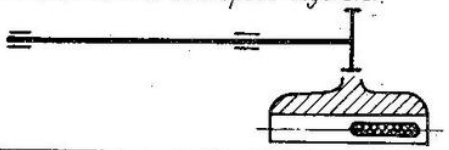
Factorul K		Factorul K	
1,2	a  cu $s/l < 0,3$	− 1,2	b  cu $s/l < 0,3$
3,2	c  cu $s/l < 0,5$	− 0,9	d  cu $s/l < 0,3$
− 1,5	e  cu $s/l < 0,3$		

Fig. A.14-4. Factorul K necesar calculului factorului γ al influenței poziției pinionului.

Poziția petei de contact	Semnul în relația (14.20)
Pata de contact este spre centrul arborelui 	f_{ex} are semn opus lui f_{ar} (efect compensator)
Pata de contact este opusă centrului arborelui 	f_{ex} are același semn cu f_{ar} (efect amplificator)
Pata de contact este spre centrul arborelui 	f_{ex} are același semn cu f_{ar} cînd $\lvert K\rvert ls/d_1^2 \leq 1$ și semn opus cînd $\lvert k\rvert ls/d_1^2 > 1$ (K - fig. A. 14-4)
Pata de contact este opusă centrului arborelui 	f_{ex} are același semn cu f_{ar} cînd $\lvert k\rvert ls/d_1^2 \geq 1$ și semn opus cînd $\lvert K\rvert ls/d_1^2 < 1$ (K - fig. A. 14-4)
Pata de contact este spre lagăr	f_{ex} are același semn cu f_{ar}
Pata de contact este opusă lagărului 	f_{ex} are semn opus lui f_{ar}

* Momentul intră sau iese în direcția respectivă, independent de sensul de rotație.

Roțile sînt fără corecturi ale liniei flancului, iar arborii sînt de construcție normală.

Fig. A.14-5. Reguli pentru adoptarea semnului pentru f_{ex} în relația (14.20).

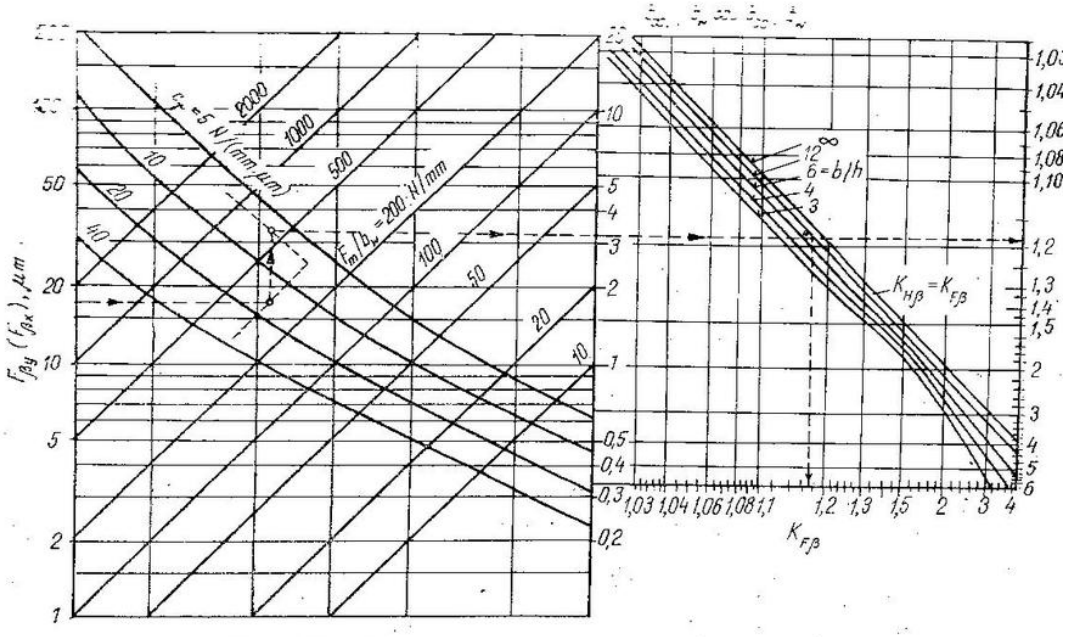


Fig. A.14-6. Determinarea grafică a factorilor $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ [40, 56].

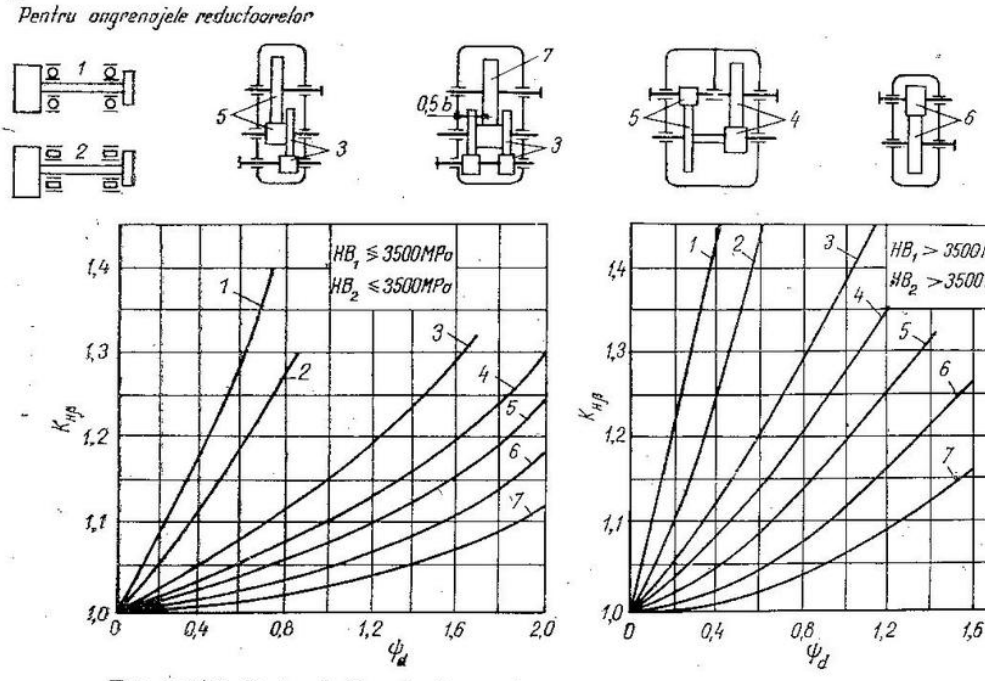


Fig. A.14-7. Factorul $K_{H\beta}$ după metoda D pentru angrenaje cilindrice [33, 49].

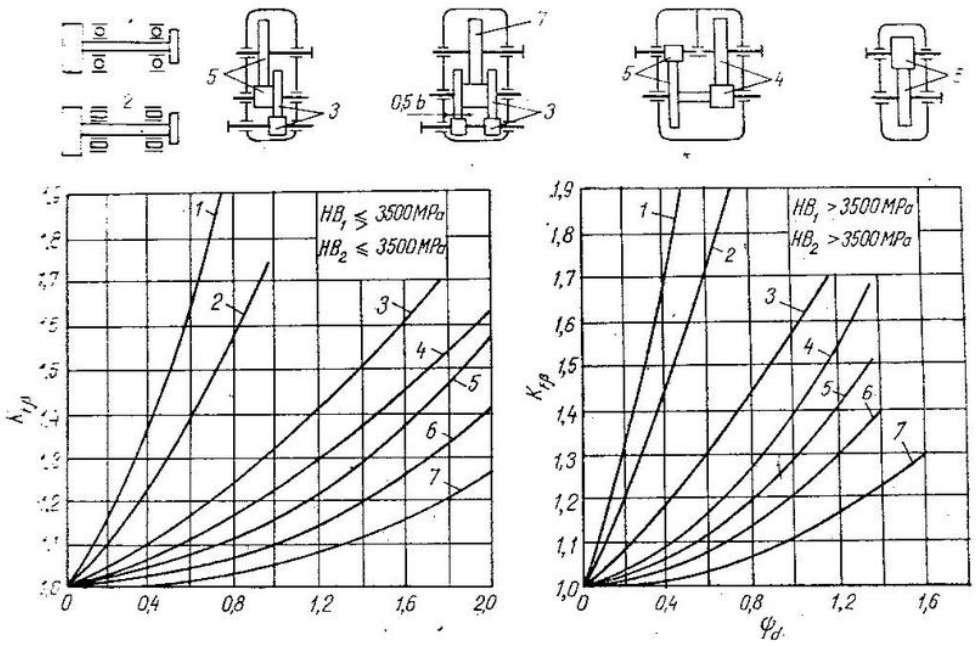


Fig. A.14-8. Factorul $K_{F\beta}$ după metoda *D* pentru angrenaje cilindrice [33, 49].

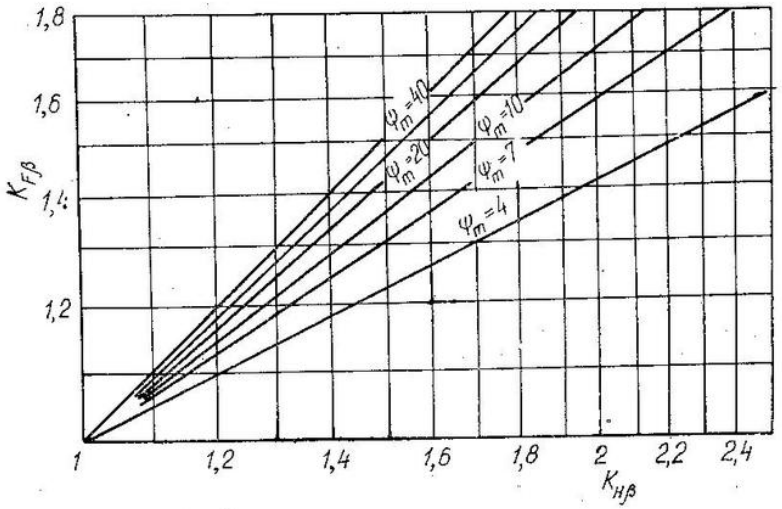
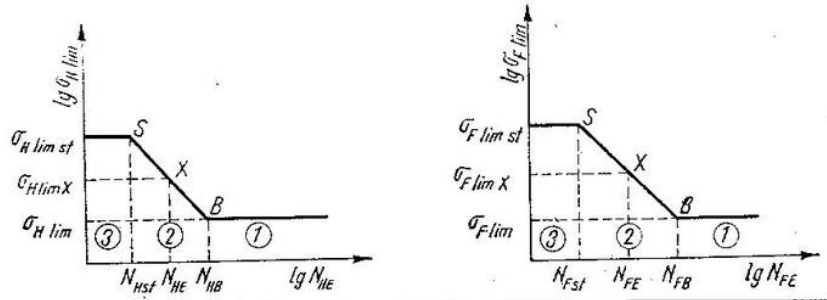


Fig. A.14-9. Factorul $K_{F\beta} = f(K_{H\beta})$ conform relației (14.21), pentru angrenajele cilindrice.

Tabelul A. 14-1

Caracteristicile curbei Wöhler la materialele pentru roți dințate [36, 40]



Materialul și tratamentul termic sau termochimic al danturii	Relațiile de calcul. Recomandări			
a. *Pentru solicitarea flancurilor*	Domeniul lui N_{HE}	N_{HB}	m_H	$Z_{Nst}(Z_N)$
Oțeluri îmbunătățite sau durificate superficial, fonte nodulare sau maleabile, la toate cînd se admit ciupituri pe flancurile dinților	$N_{Hst} = 6 \cdot 10^5$; $N_{HE} \leqslant 6 \cdot 10^5$ $6 \cdot 10^5 < N_{HE} \leqslant 10^7$ $10^7 < N_{HE} < 10^9$ $N_{HE} \geqslant 10^9$	— $3 \cdot 10^8$ 10^9 —	— 13 18 —	$Z_{Nst} = 1{,}6$ $(3 \cdot 10^8/N_{HE})^{1/13}$ $(10^9/N_{HE})^{1/18}$ 1
Materialele din cazul anterior, dar nu se admit ciupituri pe flancurile dinților	$N_{Hst} = 10^5$; $N_{HE} \leqslant 10^5$ $10^5 < N_{HE} < 5 \cdot 10^7$ $N_{HE} \geqslant 5 \cdot 10^7$	— $5 \cdot 10^7$ —	— 13 —	$Z_{Nst} = 1{,}3$ $(5 \cdot 10^7/N_{HE})^{1/13}$ 1
Oțeluri nitrurate în baie	$N_{Hst} = 10^5$; $N_{HE} \leqslant 10^5$ $10^5 < N_{HE} < 2 \cdot 10^6$ $N_{HE} \geqslant 2 \cdot 10^6$	— $2 \cdot 10^6$ —	— 30 —	$Z_{Nst} = 1{,}1$ $(2 \cdot 10^6/N_{HE})^{1/30}$ 1
b. *Pentru rezistența la piciorul dintelui*	Domeniul lui N_{FE}	N_{FB}	m_F	$Y_{Nst}(Y_N)$
Oțeluri îmbunătățite, fonte nodulare sau maleabile	$N_{Fst} = 10^4$; $N_{FE} \leqslant 10^4$ $10^4 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geqslant 3 \cdot 10^6$	— $3 \cdot 10^6$ —	— 6 —	$Y_{Nst} = 2{,}5$ $(3 \cdot 10^6/N_{FE})^{1/6}$ 1
Oțeluri durificate superficial (cementare, CIF, flacără)	$N_{Fst} = 10^3$; $N_{FE} \leqslant 10^3$ $10^3 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geqslant 3 \cdot 10^6$	— $3 \cdot 10^6$ —	— 9 —	$Y_{Nst} = 2{,}5$ $(3 \cdot 10^6/N_{FE})^{1/9}$ 1
Oțeluri nitrurate în gaz sau ionic, fonte cenușii	$N_{Fst} = 10^3$; $N_{FE} \leqslant 10^3$ $10^3 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geqslant 3 \cdot 10^6$	— $3 \cdot 10^6$ —	— 17 —	$Y_{Nst} = 1{,}6$ $(3 \cdot 10^6/N_{FE})^{1/17}$ 1
Oțeluri nitrurate în baie	$N_{Fst} = 10^3$; $N_{FE} \leqslant 10^3$ $10^3 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geqslant 3 \cdot 10^6$	— $3 \cdot 10^6$ —	— 80 —	$Y_{Nst} = 1{,}2$ $(3 \cdot 10^6/N_{FE})^{1/80}$ 1

Tabelul A.14-2

Factorul de utilizare K_A la transmisiile reductoare

Caracteristica de funcționare a mașinii antrenate	Caracteristica de funcționare a mașinii motoare		
	Uniformă	Șocuri ușoare	Șocuri medii
	Motor electric, turbină cu abur, sau cu gaze	Motor policilindric cu ardere internă	Motor monocilindric cu ardere internă
Uniformă Generatoare, ventilatoare, turbocompresoare, transportoare, ascensoare ușoare, mecanisme de avansuri la mașini-unelte, amestecătoare pentru materiale cu densitate uniformă	1,00	1,25	1,75
Șocuri medii Transmisia principală a mașinilor-unelte, ascensoare grele, mecanismele de rotație a macaralelor, pompe policilindrice cu piston, agitatoare și amestecătoare pentru materiale cu densitatea neuniformă	1,25	1,50	2,00 și mai mult
Șocuri puternice Foarfece, ștanțe, prese, laminoare, mașini siderurgice, prese de brichetat, concasoare, instalații de foraj	1,50	1,75	2,25 și mai mult

Observații. 1. Valorile din tabel sînt valabile pentru transmisii care nu lucrează în domeniul de rezonanță.

2. Dacă se indică, prin norme, pentru diferite domenii, factorul de utilizare (sau de funcționare), atunci se vor utiliza valorile respective.

3. Pentru transmisii multiplicatoare factorul din tabelul A.14-2 se înmulțește cu 1,1.

Tabelul A.14-3

Factorul de utilizare K_{AI} datorită mașinii de lucru

Felul mașinii de lucru		K_{AI}
Grupa	Exemple	
Ascensoare		1,0
Mașini minere	Dispozitiv de împingere	1,6
	Concasor de steril	1,6 la 2,0
	Mașină de brichetat	1,6
	Troliu de extracție	1,6
	Bandă transportoare	1,25
	Ventilator de mină	1,6
	Bandă cu raclete	1,6
	Concasor de cărbune	1,6
	Basculator circular	1,6
Concasoare	Concasor de minereu	1,6 la 2,0
	Concasor de piatră	1,6 la 2,0

Tabelul A.14-3 (continuare)

Grupa	Exemple	K_{A1}
Antrenări la cuptoare rotative și tambure	Cuptor rotativ Transportor cu tobă și cablu Uscător tambur Mașini de spălat	1,25 la 2,0 1,1 la 1,25 1,3 la 1,6 1,25
Elevatoare cu cupe	Solicitate uniform Solicitate neuniform	1,0 la 1,1 1,25
Suflante	Turbosuflante Suflantă cu piston circular	1,0 1,25
Mașini de prelucrat uleiul	Filtre presă Mașini de rafinare Instalații de foraj	1,25 1,25 1,6
Mașini din industria hîrtiei	Transportoare cu bandă Laminator de pîslă Cilindri de deshidratare Cilindri de netezire Calandru Aparate de roluit Instalații de amestecat Cilindri de uscare	1,0 1,25 1,5 la 1,6 1,5 la 1,6 1,5 la 1,6 1,5 la 1,6 1,25 1,5 la 1,6
Pompe	Pompe cu pistoane cu mai mulți cilindri cu grad de neuniformitate 1: 100 la 1: 200 Pompe cu piston cu un cilindru Pompe centrifugale pentru fluide: – cu viscozitate constantă – cu viscozitate variabilă Pompe cu roți dințate	1,3 la 1,2 1,6 la 1,8 1,0 1,2 la 1,3 1,0
Centrifuge	–	1,3 la 1,6
Valțuri (antrenări principale)	Linii de tablă subțire și de bandă la cald Linii de sîrmă Linii de tablă groasă și tablă lată Linii de țagle și platine Linii de oțel rotund și profiluri mijlocii	1,6 1,6 2,0 1,6 la 2,0 2,0
Valțuri (antrenări secundare)	Rolganguri de lucru și introducere Rolganguri de transport	1,6 1,6
Mașini din industria metalurgică	Mașini de roluit sîrmă sau tablă Mașini de tăiat țunderul Foarfece de țagle și platine Paturi de răcire Mașini de îndreptat cu role Foarfece de maselote Instalații de transport	1,6 1,6 2,0 1,25 1,6 2,0 1,25
Generatoare	Solicitate uniform Generatoare de sudură	1,0 1,6 la 2,0

Tabelul A.14-3 (continuare)

Grupa	Exemple	K_{Al}
Mașini de prelucrat cauciucul	Calandre de cauciuc	1,6 la 1,8
	Mori de cauciuc	1,6
	Amestecătoare	1,6 la 1,8
	Mașini de fabricat plăci	1,25
	Mașini de fabricat tuburi	1,25
	Mașini de sortat	1,25
Mașini de prelucrat lemnul	Mașină de îndreptat și geluit	1,2 la 1,25
	Gatere	1,8
Mașini din industria siderurgică	Suflantă de furnal	1,25
	Convertizor	1,6
	Concasoare de zgură	1,6 la 2,0
	Ascensoare pentru furnale	1,6
	Mori de zgură	1,6 la 2,0
	Instalații de turnare continuă	2,0
Compresoare	Turbocompresoare și compresoare centrifugale	1,0 la 1,1
	Compresoare cu piston cu mai mulți cilindri și grad de neuniformitate:	
	1: 100 la 1: 200	1,3 la 1,2
	$< 1: 100$	1,6
	Compresoare cu piston cu un cilindru	1,6
Ventilatoare	Ventilatoare centrifugale (exhaustoare)	1,0
	Ventilatoare axiale: $N/n < 0,05$;	1,0
	$0,05 < N/n < 0,1$;	1,1
	$N/n > 0,1$	1,25.
	Ventilatoare pentru turnuri de răcire	1,25
	Ventilatoare de mină	1,25 la 1,5
Amestecătoare	Amestecătoare de beton	1,2 la 1,3
	Amestecătoare pentru fluide cu:	
	— viscozitate uniformă	1,05
	— viscozitate neuniformă	1,25
	Amestecătoare pentru corpuri solide	1,3 la 1,6
Mori	Mori cu ciocane	1,75
	Kollerganguri	1,6 la 2,0
	Mori cu bile	1,5 la 1,6
	Mori tubulare	1,25 la 1,3
	Mori cu bare	1,6
Transportoare continue	—	1,0
Antrenări la vapoare	Antrenări ajutătoare	1,25
	Mecanisme de reglare	1,25
Instalații de exploatare la zi	Antrenarea benzilor de transport	1,0
	Antrenarea mecanismelor de deplasare	1,0 la 1 1
	Antrenarea mecanismelor de basculare	1,1 la 1,2

Tabelul A.14-4

Relațiile de calcul pentru factorii $C_{v1} \dots C_{v7}$

	$1 \leqslant \varepsilon_\gamma \leqslant 2$	$\varepsilon_\gamma > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$0,57/(\varepsilon_\gamma - 0,3)$	
C_{v3}	0,23	$0,096/(\varepsilon_\gamma - 1,56)$	
C_{v4}	0,90	$(0,57 - 0,05\,\varepsilon_\gamma)/(\varepsilon_\gamma - 1,44)$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$0,12/(\varepsilon_\gamma - 1,74)$	
	$1 < \varepsilon_\gamma \leqslant 1,5$	$1,5 < \varepsilon_\gamma \leqslant 2,5$	$\varepsilon_\gamma > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin[\pi(\varepsilon_\gamma - 1,96)/1,12] + 0,875$	1,0

Tabelul A.14-5

Mărimea rodării y_p și y_f, în μm

Materialul și tratamentul termic al dinților	Relația de calcul	Valorile limită pentru y_p în funcție de viteza v [m/s]
Danturi îmbunătățite	$y_p = \dfrac{160}{\sigma_{H\,lim\,b}} f_{pbr}$	$v \leqslant 5$ — fără limitări; $5 < v \leqslant 10$: $y_p \leqslant 12\,800/\sigma_{H\,lim\,b}$ $v > 10$: $y_p \leqslant 6\,400/\sigma_{H\,lim\,b}$
Danturi durificate superficial (cementat — călite, nitrurate, călite inductiv)	$y_p = 0,075\, f_{pbr}$	Oricare v: $y_p \leqslant 3$ μm
Danturi din fontă	$y_p = 0,275\, f_{pbr}$	$v \leqslant 5$ — fără limitare $5 < v \leqslant 10$: $y_p \leqslant 22$ μm $v > 10$: $y_p \leqslant 11$ μm

Observații. 1. Pentru calculul lui y_f în relații se utilizează f_{fr} în loc de f_{pbr}, condițiile limită rămîn aceleași.

2. Dacă pinionul și roata sînt din materiale diferite se determină y_{p1} și y_{p2}, iar pentru angrenaj $y_p = 0,5(y_{p1} + y_{p2})$.

Tabelul A.14-6

Valorile coeficientului δ [13, 31, 33, 36]

Duritatea suprafeței dinților	Tipul dinților	δ
$HB_1 \leqslant 3\,500$ sau $HB_2 \leqslant 3\,500$	Drepți, fără modificarea capului	0,006
	Drepți, cu modificarea capului	0,004
	Înclinați sau curbi	0,002
$HB_1 > 3\,500$ și $HB_2 > 3\,500$	Drepți, fără modificarea capului	0,014
	Drepți, cu modificarea capului	0,010
	Înclinați sau curbi	0,004

Tabelul A.14-7

Valorile coeficientului g_0

Modulul m_n, mm	Treapta de precizie după criteriul funcționării line conform STAS 6460-81					
	4	5	6	7	8	9
Pînă la 3,55	17	28	38	47	56	73
3,55 – 10	22	31	42	53	61	82
Peste 10	—	37	48	64	73	100

Tabelul A.14-8

Valoarea maximă $w_{v\,max}$, N/mm

Modulul m_n, mm	Treapta de precizie după criteriul funcționării line conform STAS 6460-81					
	4	5	6	7	8	9
Pînă la 3,55	32	85	160	240	380	700
3,55 – 10	53	105	194	310	410	880
Peste 10	—	150	250	450	590	1 050

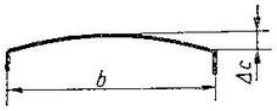
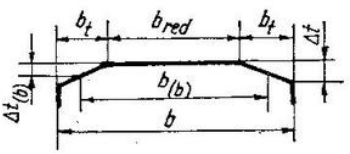
Tabelul A.14-9

Precizia și factorul dinamic K_v la angrenajele melcate cilindrice

Treapta de precizie conform STAS 6461-81	Precizia transmisiei melcate	Viteza periferică a melcului v_{t1}, m/s	Factorul dinamic K_v
6	Foarte precisă, lucrează la viteze și sarcini mari	Peste 6	1,0 – 1,1
7	Precisă, lucrează la viteze moderate și sarcini mari (sau invers)	3 – 6	1,1 – 1,2
8	Medie (de uz general)	2 – 3	1,2 – 1,3
9	Redusă, lucrează la viteze și încărcări mici	Pînă la 2	1,3 – 1,4

Tabelul A.14-10

Valori recomandate pentru bombarea și teșirea danturii [28, 40]

Bombarea danturii (indice *c*)	Teșirea danturii (indice *t*)
	
$\Delta c \approx 0{,}5(1{,}5F_\beta + f_{ar})$, în limitele 10 μm ≤ Δc ≤ 40 μm, plus 5 μm toleranță.	*Procedeul 1*
f_{ar} se determină din tabelul 14.88, poz. 2.1.1, la angrenaj fără bombare.	— Roți îmbunătățite $\Delta t \approx 1{,}5(F_{\beta x} + 0{,}5\ F_\beta)$.
La construcții foarte rigide $\Delta c \approx F_\beta$.	— Roți nitrurate $\Delta t \approx F_{\beta x} + 0{,}5F_\beta$.
La roți dințate foarte precise și cu viteze mari se adoptă 0,6—0,7 din valoarea Δc stabilită înainte, în limitele 10 μm ≤ Δc ≤ ≤ 25 μm, cu 5 μm toleranță	La roți dințate foarte precise, cu viteze și puteri mari (turbo, aviație, nave) se adoptă 0,6—0,7 din valorile stabilite anterior. $b_t = \min(0{,}1\,b$ sau $1 \times$ modul). La încărcări diferite, viteze mici și medii: $b_{red} \approx (0{,}5 \ldots 0{,}7)b$.
	Procedeul 2
	Roți dințate foarte precise, cu viteze și puteri mari (turbo, aviație): $\Delta t \approx (2 \ldots 3) f_{th}$; $b_{red} \approx (0{,}8 \ldots 0{,}9)b$.
	Roți dințate cu viteze și puteri mari (turbo etc.), dar cu precizie medie: $\Delta t = (3 \ldots 4)f_{th}$; $b_{red} \approx (0{,}7 \ldots 0{,}9)b$; $f_{th} = F_{tm}/(b_w c_\gamma)$.
	Cînd teșirea danturii se execută prea mare, se ia în calcul $b_{(b)}$ nu b, cu $b_{(b)}$ determinat pentru $\Delta t_{(b)} \approx 0{,}5(1{,}5\,F_\beta + f_{ar})$

Tabelul A.14-11

Mărimea rodării abaterii direcției dintelui y_β

Materialul roților dințate	y_β, în μm	Valorile limită pentru y_β în funcție de viteza v, în m/s
Oțeluri îmbunătățite	$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{H\,lim\,b}} F_{\beta x}$	$v \leqslant 5$: fără limitare $5 < v \leqslant 10$: $y_\beta < 25\,600/\sigma_{H\,lim\,b}$ $v > 10$: $y_\beta \leqslant 12\,800/\sigma_{H\,lim\,b}$
Fonte cenușii	$y_\beta = 0{,}55\ F_{\beta x}$	$v \leqslant 5$: fără limitare $5 < v \leqslant 10$: $y_\beta \leqslant 45$ μm $v > 10$: $y_\beta \leqslant 22$ μm
Oțeluri cementat-călite sau nitrurate	$y_\beta = 0{,}15\ F_{\beta x}$	oricare v: $y_\beta \leqslant 6$ μm

Observație. Pentru materiale diferite se determină y_{β_1} pentru pinion și y_{β_2} pentrn roată și se adoptă $y_\beta = 0{,}5(y_{\beta_1} + y_{\beta_2})$.

Tabelul A.14-12

Factorul $K_{H\beta}$ pentru angrenajele cilindrice (metoda D)

Duritatea flancurilor dinților		Treapta de precizie a angrenajului	Poziția pinionului față de reazeme	Relația de calcul pentru $K^*_{H\beta}$
Pinion	Roată			
⩽3 500 HB sau ⩾3 500 HB	⩽3 500 HB	5; 6	Simetrică	$0{,}1\,\psi_d + 1$
		5; 6 7; 8	Nesimetrică Simetrică	$0{,}15\,\psi_d + 1$
		5; 6 7; 8 9; 10	În consolă Nesimetrică Simetrică	$0{,}25\,\psi_d + 1$
		7; 8 9; 10	În consolă Nesimetrică	$0{,}35\,\psi_d + 1$
		9; 10	În consolă	$0{,}5\,\psi_d + 1$
Durificate superficial		5; 6	Simetrică	$0{,}2\,\psi_d + 1$
> 3 500 HB	> 3 500 HB	5; 6 7; 8	Nesimetrică Simetrică	$0{,}3\,\psi_d + 1$
		5; 6 7; 8 9; 10	În consolă Nesimetrică Simetrică	$0{,}5\,\psi_d + 1$
		7; 8 9; 10	În consolă Nesimetrică	$0{,}7\,\psi_d + 1$
		9; 10	În consolă	$\psi_d + 1$

* Arbori, lagăre, carcase în construcție rigidă.

Tabelul A.14-13

Factorul $K_{H\beta}$ la angrenajele conice cu $HB_{1(2)} > 3\,500$ MPa

Poziția roților față de reazeme	Dacă dantura este bombată	Treapta de precizie după criteriul de contact dintre dinți	$K_{H\beta}$
Ambele roți între reazeme	Da	5–6	$0{,}1\,\psi_{dm} + 1$
		7–8	$0{,}2\,\psi_{dm} + 1$
		9–10	$0{,}3\,\psi_{dm} + 1$
	Nu	5–6	$0{,}3\,\psi_{dm} + 1$
		7–8	$0{,}5\,\psi_{dm} + 1$
		9–10	$0{,}7\,\psi_{dm} + 1$
Una dintre roți în consolă	Da	5–6	$0{,}2\,\psi_{dm} + 1$
		7–8	$0{,}4\,\psi_{dm} + 1$
		9–10	$0{,}5\,\psi_{dm} + 1$
	Nu	5–6	$0{,}5\,\psi_{dm} + 1$
		7–8	$0{,}7\,\psi_{dm} + 1$
		9–10	$1{,}0\,\psi_{dm} + 1$

Observații. 1. Se consideră arborii, lagărele și carcasele în construcție normală.

2. Pentru angrenajele cu cel puțin o roată cu $HB \leqslant 3\,500$ MPa se adoptă $K_{H\beta} = 0{,}5(1 + K_{H\beta\,tabel})$, în care $K_{H\beta\,tabel}$ se ia din tabelul de mai sus pentru cazul cu $HB > 3\,500$ MPa.

3. Dacă ambele roți sînt în consolă, se adoptă $1{,}1\,K_{H\beta}$, cu $K_{H\beta}$ pentru cazul cu o roată în consolă.

4. La danturile cu corectură de unghi de înclinare $K_{H\beta} \approx 1$, iar la danturile cu teșire se adoptă $1{,}1\,K_{H\beta\,tabel}$, cu $K_{H\beta\,tabel}$ luat pentru dantura bombată.

Tabelul A.14-14

Valorile coeficientului de deformație U la angrenajul cu melc cilindric

z_1	q							
	6	7	8	9	10	11	12	13
	Coeficientul de deformație U							
1	40	55	72	89	108	127	147	168
2	32	44	57	71	86	102	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108

14.6. Calculul la rezistență al angrenajelor

Metodica și relațiile de calcul pentru verificarea solicitării de contact la oboseală sau statice a flancurilor dinților sînt prezentate în tabelul 14.90 pentru angrenajele cilindrice, în tabelul 14.91 pentru angrenajele conice și în tabelul 14.92 pentru angrenajele cu melc cilindric. Pentru verificarea soli-

cinării de încovoiere la baza dintelui metodele și relațiile de calcul se precizează în tabelul 14.93 pentru angrenajele cilindrice, în tabelul 14.94 pentru angrenajele conice și în tabelul 14.95 pentru angrenajele cu melc cilindric.

Relațiile și metodica de dimensionare a angrenajelor sînt indicate în tabelul 14.96 pentru angrenajele cilindrice, în tabelul 14.97 pentru cele conice și în tabelul 14.98 pentru angrenajele cu melc cilindric.

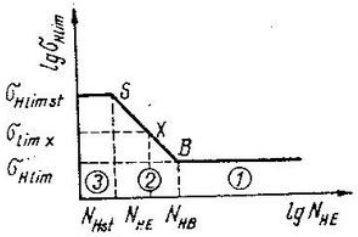
Notațiile și simbolurile utilizate sînt precizate în § 14.5.

Tabelul 14.90

Relațiile și metodica de verificare a flancurilor dinților angrenajelor cilindrice la solicitarea de contact [1, 16, 21, 27, 40, 57]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1. Tensiunea de contact la oboseală a flancurilor dinților σ_H, MPa	$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tH} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (14.27)$$ unde semnul minus se adoptă pentru angrenajul interior. $F_{tH} K_A K_{H\beta} K_{H\alpha}$ — v. § 14.5
1.1. Factorul zonei de contact Z_H	$$Z_H = [2 \cos \beta_b / (\cos \alpha_t \sin \alpha_{wt})]^{1/2}, \quad (14.28)$$ sau din fig. A.14-11
1.2. Factorul materialelor Z_E, în $MPa^{1/2}$	Din tabelul A.14-15, sau se calculează cu relația $$Z_E = \left\{1 / \left[\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\right]\right\}^{1/2} \quad (14.29)$$ E și ν — tabelul A.14-15
1.3. Factorul lungimii minime de contact Z_ε	Pentru angrenaje cu dinți drepți: $$Z_\varepsilon = [(4 - \varepsilon_\alpha)/3]^{1/2}. \quad (14.30, a)$$ Pentru angrenaje cu dinți înclinați sau în V cu $\varepsilon_\beta < 1$, $$Z_\varepsilon = \left[\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}\right]^{1/2}, \quad (14.30, b)$$ iar cu $\varepsilon_\beta \geq 1$ $$Z_\varepsilon = [1/\varepsilon_\alpha]^{1/2}. \quad (14.30, c)$$
1.4. Factorul înclinării dinților Z_β	$$Z_\beta = (\cos \beta)^{1/2} \quad (14.31)$$
Verificarea (sau adoptarea) materialului și tratamentului termic sau termochimic pentru danturile roților dințate	Materialele, respectiv tratamentele termice sau termochimice pentru danturi se adoptă conform tabelului 14.81, în corelație cu mărimea caracteristică s (v. fig. 14.43) iar, dacă materialele sînt precizate, se va verifica condiția de călibilitate prin mărimea s

Tabelul 14.90 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
2. Tensiunea limită de contact la oboseală a flancurilor dinților $\sigma_{H\,lim\,1(2)}$, în MPa 	$\sigma_{H\,lim}$ se calculează separat pentru pinion ($\sigma_{H\,lim\,1}$) și pentru roată ($\sigma_{H\,lim\,2}$). Se verifică, pentru perioada cerută de funcționare, în care dintre domeniile notate cu *1*, *2* sau *3* lucrează angrenajul și corespunzător se utilizează relațiile: 1. $N_{HE\,1(2)} \geq N_{HB1(2)}$ $\sigma_{H\,lim\,1(2)} = \sigma_{H\,lim\,b1(2)} Z^*_{L1(2)} Z^*_{V1(2)} Z^*_{R1(2)} Z_W Z_{X1(2)}$. (14.32) * La angrenajele cu pinionul durificat și roata dințată îmbunătățită, factorii Z_L, Z_V și Z_R se stabilesc pentru roata cu duritate mai mică, iar valorile respective se folosesc și la pinionul durificat. 2. $N_{H\,st1(2)} < N_{HE1(2)} < N_{HB1(2)}$: $\sigma_{H\,lim\,x1(2)} = \sigma_{H\,lim\,1(2)} [N_{HB1(2)}/N_{HE1(2)}]^{1/m^*_H}$ (14.33) unde: $m^*_{H1(2)} = \lg \left[\frac{N_{HB1(2)}}{N_{H\,st1(2)}}\right] \Big/ \lg \left[\frac{\sigma_{H\,lim\,st1(2)}}{\sigma_{H\,lim\,1(2)}}\right]$, (14.34) $\sigma_{H\,lim1(2)}$ s-a determinat conform cazului 1, iar $\sigma_{H\,lim\,st1(2)}$ conform cazului 3. 3. $N_{HE\,1(2)} \leq N_{H\,st\,1(2)}$: $\sigma_{H\,lim\,st\,1(2)} = \sigma_{H\,lim\,b\,1(2)} Z_{N\,st\,1(2)} Z_W$; (14.35) $Z_{N\,st\,1(2)}$ — tabelul A.14-1. Notă. Cazul 3 reprezintă cazul solicitării statice de contact (la deformare plastică) a flancurilor dinților, iar $\sigma_{H\,lim\,st}$ este tensiunea limită statică de contact a flancurilor dinților
2.1. Tensiunea limită de bază de contact la oboseală a flancurilor dinților $\sigma_{H\,lim\,b}$, în MPa	Se adoptă din tabelul A.14-16
2.2. Factorul influenței ungerii asupra solicitării de contact Z_L	Se determină grafic (fig. A.14-12) sau cu relația $Z_L \geq C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1{,}2 + 80/\nu_{50°})^2}$, (14.36) unde: $C_{ZL} = 0{,}83 + 0{,}08 \frac{\sigma_{H\,lim\,b} - 850}{350}$. (14.37) Dacă $\sigma_{H\,lim\,b} < 850$ MPa, se adoptă $\sigma_{H\,lim\,b} = 850$MPa, iar dacă $\sigma_{H\,lim\,b} > 1200$ MPa, se ia $\sigma_{H\,lim\,b} = 1200$ MPa

Tabelul 14.90 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
2.3. Factorul influenței vitezei periferice asupra solicitării de contact Z_v	Se determină grafic (fig. A.14-13) sau cu relația $$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{(0,8 + 32/v_t)^{1/2}}, \quad (14.38)$$ în care $$C_{ZV} = 0,85 + 0,08\frac{\sigma_{H\,lim\,b} - 850}{350}. \quad (14.39)$$ Dacă $\sigma_{H\,lim\,b} < 850$ MPa, se adoptă $\sigma_{H\,lim\,b} = 850$ MPa, iar dacă $\sigma_{H\,lim\,b} > 1200$ MPa, se adoptă $\sigma_{H\,lim\,b} = 1200$ MPa
2.4. Factorul rugozității flancurilor dinților Z_R	Se determină grafic (fig. A.14-14) sau se determină cu relația $$Z_R = (3/R_{z\,100})^{C_{ZR}} \quad (14.40)$$ în care $$C_{ZR} = \frac{1000 - \sigma_{H\,lim\,b}}{5000} + 0,12. \quad (14.41)$$ Dacă $\sigma_{H\,lim\,b} < 850$ MPa se adoptă $\sigma_{H\,lim\,b} = 850$ MPa, iar dacă $\sigma_{H\,lim\,b} > 1200$ MPa, se ia $\sigma_{H\,lim\,b} = 1200$ MPa. $$R_{Z100} = R_Z(100/a_w)^{1/3}, \quad (14.42)$$ unde $R_Z = 0,5(R_{Z_1} + R_{Z_2})$ $(R_Z \approx 5R_a)$
2.5. Factorul raportului durităților flancurilor Z_w	Dacă angrenajul este format dintr-o roată cu $1300 < HB < 4000$ MPa, iar cealaltă roată are dantura durificată și rectificată ($R_z \leqslant 6$ μm), atunci $$Z_w = 1,2 - \frac{HB - 1300}{17\,000}. \quad (14.43)$$ În alte condiții $Z_w = 1$
2.6. Factorul de dimensiune pentru solicitarea de contact Z_X	În general, $Z_X = 1$. Dacă există date precise despre influența dimensiunilor danturii asupra oboselii de contact se adoptă Z_X corespunzător.
3. Verificarea la oboseală de contact a flancurilor dinților	Se verifică separat pinionul și roata: a. Prin verificarea factorului de siguranță la oboseală de contact $$S_{H\,1(2)} = \frac{\sigma_{H\,lim\,1(2)}\ (\text{sau } \sigma_{H\,lim\,x\,1(2)})}{\sigma_H} \geqslant S_{HP\,1(2)}. \quad (14.44)$$ $S_{HP\,1(2)}$ — tabelul A.14-17. b. Prin compararea cu tensiunea admisibilă la oboseală de contact σ_{HP}: $$\sigma_{H\,1(2)} \leqslant \sigma_{HP\,1(2)},$$ unde $$\sigma_{HP\,1(2)} = \sigma_{H\,lim\,1(2)}\ (\text{sau } \sigma_{H\,lim\,x\,1(2)})/S_{HP\,1(2)} \quad (14.45)$$

Tabelul 14.90 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
4. Verificarea angrenajului la solicitarea statică de contact a dinților	Se verifică separat pinionul și roata: a) $S_{H\,st\,1(2)} = \sigma_{H\,lim\,st\,1(2)}/\sigma_{H\,st} \geqslant S_{HP\,st\,1(2)}$ sau b) $\sigma_{H\,st} \leqslant \sigma_{HP\,st\,1(2)}$, unde $\sigma_{HP\,st\,1(2)} = \sigma_{HP\,lim\,st\,1(2)}/S_{HP\,st\,1(2)}$. $\sigma_{H\,st} = \sigma_H(M_{t\,max}/M_{tH})^{1/2}$, cu σ_H din relația (14.27), unde $K_A = 1$

Tabelul 14.91

Relațiile și metodica de verificare la solicitarea de contact a flancurilor dinților angrenajelor conice ortogonale [12, 17]

Angrenajul conic se înlocuiește pe conul frontal median ($\beta_m = \beta$) cu un angrenaj cilindric înlocuitor (indice v) și la acesta se aplică relațiile și metoda din tabelul 14.90:

$$\sigma_H = Z_{Hv}Z_EZ_{\varepsilon v}Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tH}K_AK_vK_{H\beta}K_{H\alpha}}{b_w d_{wm1}} \cdot \frac{(u^2 \pm 1)^{1/2}}{u}} \qquad (14.46)$$

$$Z_{Hv} = [2\cos\beta_{bm}/(\cos\alpha_{tm}\sin\alpha_{wt\,m})]^{1/2}$$

$$Z_\beta = (\cos\beta_m)^{1/2}.$$

Z_E — tabelul A.14-15; $Z_{\varepsilon v}$ — relațiile (14.30, a-c) din tabelul 14.90, în funcție de ε_α și ε_β determinate la angrenajul cilindric înlocuitor.
K_A — din tabelul 14.86, K_v — din tabelul 14.87, relația (14.15); $K_{H\beta}$ din tabelul 14.88; $K_{H\alpha}$ — din tabelul 14.89.

$\sigma_{H\,lim}$ se determină cu relațiile (14.32)—(14.35) din tabelul 14.90 în funcție de domeniul 1, 2 sau 3 în care lucrează angrenajul conic, adoptîndu-se:
$\sigma_{H\,lim\,b}$, Z_L, Z_v, Z_x ca la angrenajele cilindrice;
Z_V — relația (14.38) din tabelul 14.90, dar cu v_{tm}; Z_R — relația (14.40) din tabelul 14.90, dar $a_w = 0{,}5\ (d_{mw1} + d_{mw2})$.

În final se verifică $\sigma_H \leqslant \sigma_{HP1(2)}$ sau $S_{H1(2)} = \sigma_{H\,lim\,1(2)}/\sigma_H \geqslant S_{HP1(2)}$ (v. relațiile (14.44) și (14.45) din tabelul 14.90), cu S_{HP} din tabelul A.14-17.

Tabelul 14.92

Relațiile și metodica de verificare la solicitarea de contact a flancurilor dinților angrenajelor cu melc cilindric [15, 19, 22]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1. Tensiunea de contact la oboseală σ_{H2}, MPa	Datorită rezistenței mai reduse, verificarea se face numai la roata melcată $\sigma_{H2} = Z_HZ_E\left[\frac{F_{tH2}K_AK_VK_{H\beta}K_{H\alpha}}{1{,}3\,d_{w1}d_{w2}}\right]^{1/2} \leqslant \sigma_{HP2}$. (14.47) $F_{tH2}K_AK_VK_{H\beta}K_{H\alpha}$ — v. §. 14.5. $Z_H = [\cos^2\beta_{b2}/\sin\alpha_{wt}]^{1/2}$ (14.48) Z_E — tabelul A.14-15

Tabelul 14.92 (continuare

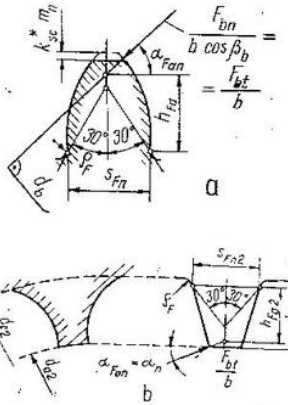
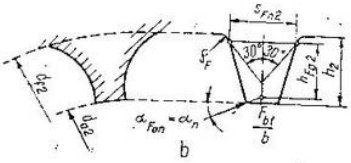
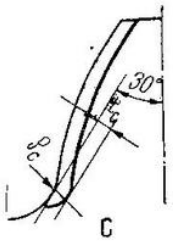
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Alegerea materialelor pentru melc și roată melcată	Melcul se poate executa prin frezare pentru scopuri secundare, încărcări și viteze mici de alunecare din oțeluri nealiate sau aliate de îmbunătățire cu $HB \leqslant \leqslant 3500$ MPa. În general însă melcii se execută din oțeluri de cementare, se cementează și se călesc la $HRC \approx 58 \ldots 62$, se rectifică și se lepuiesc. Mărcile de oțeluri se adoptă ca la pinioanele cilindrice, conform tabelului 14.81 și fig. 14.43. Materialele pentru roți melcate se împart în două mari grupe. În prima grupă sînt cuprinse materialele care prezintă proprietăți bune de antifricțiune și antigripare, (bronzurile cu staniu cu $\sigma_c \leqslant 3500$ MPa), la care dantura se deteriorează prin oboseală de contact. Aceste materiale și tensiunile lor limită de bază pentru $N_{HB} = 10^7$ cicluri se prezintă în tabelul A.14-18. La a doua grupă de materiale (bronzurile cu aluminiu, fontele) dantura se deteriorează prin uzare și gripare iar tensiunile limită admisibile se adoptă pentru a evita aceste deteriorări, deci în funcție de viteza de alunecare a flancurilor. În tabelul A.14-19 se indică mărcile de materiale și tensiunile limită admisibile
2. Tensiunea limită admisibilă la oboseala de contact σ_{HP_2}, MPa	$$\sigma_{HP_2} = \sigma_{H\,lim\,b_2} Z_N. \qquad (14.49)$$ a. Roata melcată executată din materiale din prima categorie, σ_{Hb_2} din tabelul A.14-18. $Z_N = 1$ pentru $N_{H_2} < 10^7$ cicluri; $Z_N = (10^7/N_{H_2})^{1/8}$ pentru $10^7 \leqslant N_{H_2} \leqslant 25 \cdot 10^7$; $Z_N = 0{,}67$ pentru $N_{H_2} > 25 \cdot 10^7$. b. Roata melcată executată din materiale din categoria a doua, σ_{Hb_2} din tabelul A.14-19. $$Z_N = 1$$
3. Verificarea roții melcate la solicitarea de contact	$$\sigma_{H_2} \leqslant \sigma_{HP_2}.$$

Tabelul 14.93

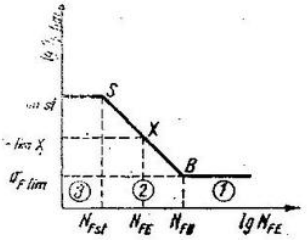
Relațiile și metodica de verificare la încovoiere a angrenajelor cilindrice [14, 27, 32, 36, 56]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1. Tensiunea de încovoiere la oboseală la piciorul dinteluil σ_F, MPa	Se determină separat pentru pinion $-\sigma_{F_1}$, respectiv pentru roată $-\sigma_{F_2}$. $$\sigma_F = \frac{F_{tF} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta. \qquad (14.50)$$ F_{tF}, din tabelul 14.85; K_A din tabelul 14.86; K_v din tabelul 14.87; $K_{F\beta}$ din tabelul 14.88, relația (14.21); $K_{F\alpha}$ din tabelul 14.89.

Tabelul 14.93 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	Observații: 1. Dacă $b_1 \neq b_2$ (obișnuit $b_1 > b_2$), atunci în relația (14.50) se va lua $b_{calcul\,1} = b_1$ și $b_{calcul\,2} \leqslant b_1 + 2m_n$ (la danturi durificate inductiv sau prin flacără $b_{calcul\,2} \leqslant b_1 - m_n$). 2. La rotunjiri sau teșiri mari ale capului dintelui pentru calculul unor elemente geometrice (ε_α etc.) și a factorilor Y_{Fa}, Y_{Sa} și Y_ε se va lua în loc de diametrul de cap d_a diametrul activ de cap d_h
1.1. Factorul de formă al dintelui pentru solicitarea de încovoiere Y_{Fa}  a  b	Relația de calcul este $$Y_{Fa} = 6\,\frac{h_{Fa}}{m_n}\cos\alpha_{Fan}\Big/\left[\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2\cos\alpha_n\right], \quad (14.51)$$ cu definirea elementelor conform fig. *a* pentru dantura exterioară, respectiv fig. *b* pentru dantura interioară. Determinarea analitică a factorului Y_{Fa} conform relației (14.51) în [56]. Y_{Fa} rezultă grafic din fig. A.14-15 – A.14-19, în funcție de profilul generator al sculei. Aceleași figuri se pot utiliza și pentru dantura interioară, adoptîndu-se $z_n = \infty$.
1.2. Factorul concentratorului de tensiune de la piciorul dintelui Y_{Sa}  c	Se determină grafic din fig. A.14-20 – A.14-24, în funcție de profilul generator al sculei. La danturile interioare $z_n = \infty$. Dacă la baza dintelui apare o crestătură (de exemplu de rectificare) ca în fig. *c*, se determină $$Y_{Sac} = 1{,}3\,Y_{Sa}/[1{,}3 - 0{,}6(t_c/\rho_c)^{1/2}], \quad (14.52)$$ cu Y_{Sa} stabilit ca fără crestătură. Relația (14.52) este valabilă pentru $$0 < t_c/\rho_c < 1{,}4$$
1.3. Factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de încovoiere Y_ε	$$Y_\varepsilon = 0{,}25 + (0{,}75/\varepsilon_{\alpha n}), \quad (14.53)$$ unde $\varepsilon_{\alpha n}$ este gradul de acoperire frontal al angrenajului echivalent cu dinți drepți

Tabelul 14.93 (continuare

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1.4. Factorul înclinării dintelui pentru solicitarea de încovoiere Y_β	$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \beta°/120 \geq Y_{\beta\,min}$ (14.54) $Y_{\beta\,min} = 1 - 0{,}25\,\varepsilon_\beta \geq 0{,}75$
2. Tensiunea limită la oboseală prin încovoiere, $\sigma_{F\,lim}$, MPa 	Se determină separat pentru pinion, $\sigma_{F\,lim\,1}$ respectiv pentru roată, $\sigma_{F\,lim\,2}$, în raport cu domeniul de funcționare cerut roții dințate: Domeniul 1. $N_{FE} \geq N_{FB}$: $\sigma_{F\,lim} = \sigma_{0\,lim} Y_\delta Y_R Y_X$. (14.55) Domeniul 2. $N_{Fst} < N_{FE} < N_{FB}$: $\sigma_{F\,lim\,x} = \sigma_{F\,lim}(3 \cdot 10^6/N_{FE})^{1/m_F^*}$, (14.56) unde $m_F^* = \dfrac{\lg(3 \cdot 10^6/N_{F\,st})}{\lg(\sigma_{F\,lim\,st}/\sigma_{F\,lim})}$, (14.57) cu $\sigma_{F\,lim}$ din relația (14.55). Domeniul 3. $N_{FE} \leq N_{F\,st}$: $\sigma_{F\,lim\,st} = \sigma_{0\,lim} Y_{N\,st} Y_{S\,st}$. (14.58) *Notă.* Cazul 3 reprezintă cazul solicitării statice la încovoiere a dintelui, $\sigma_{F\,lim\,st}$ fiind tensiunea limită statică la încovoiere a dintelui
2.1. Tensiunea limită la oboseală prin încovoiere pulsatorie a epruvetei netede $\sigma_{0\,lim}$, MPa	În standuri pentru roți dințate s-au dedus tensiunile limită la încovoiere pulsatorie $\sigma_{F\,lim}$, care apoi s-au transformat pentru epruvete netede cu relația $\sigma_{0\,lim} = Y_{SP}\,\sigma_{F\,lim} \approx 2\sigma_{F\,lim}$, unde Y_{SP} este factorul concentratorului de tensiune de la trecerea dintelui roții dințate în epruvetă netedă. În tabelele A.14-20 ... A.14-23 se indică valorile $\sigma_{0\,lim}$ în funcție de materialul și tratamentul termic al danturii pentru $N_{FB} \geq 3 \cdot 10^6$. Valorile indicate asigură 99% probabilitate de funcționare și sînt valabile pentru $K_A = K_v = K_{F\beta} = K_{F\alpha} = 1$ și $Y_\delta = Y_R = Y_X = 1$, respectiv danturi cu precizie înaltă și profil de referință conform STAS 821-82. În mod normal din tabele se adoptă valorile medii. La roțile intermediare sau solicitate alternant, se adoptă $0{,}7\,\sigma_{0\,lim}$.
2.2. Factorul sensibilității materialului solicitat la oboseală, sau static, la concentratorul de tensiune Y_δ sau $Y_{\delta\,st}$	Y_δ din fig. A.14-25 $Y_{\delta st}$ din fig. A.14-26

Tabelul 14.93 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
2.3. Factorul de rugozitate pentru solicitarea de încovoiere Y_R	Y_R din fig. A.14-27, în funcție de rugozitatea R_z a zonei de racordare a dintelui. *Observații*: 1. Dacă zona de racordare este executată ireproșabil, rulată sau lăsată nerectificată, atunci Y_R se va adopta mai mare decît valoarea din fig. A.14-27. 2. Dacă există oxidare, se vor lua valori mai mici. Pentru tensiunea statică $Y_R = 1$
2.4. Factorul de dimensiune pentru solicitarea de încovoiere Y_X	Y_X, din tabelul A.14-24
2.5. Factorul durabilității de funcționare pentru solicitarea statică de încovoiere Y_{Nst}	Y_{Nst}, din tabelul A.14-1
3. Verificarea danturii la oboseală prin încovoiere	Se verifică separat pinionul și roata. a. Prin verificarea factorului de siguranță: $S_F = (\sigma_{F\,lim}$ sau $\sigma_{F\,lim\,x})/\sigma_F \geqslant S_{FP}$. (14.59) S_{FP} — tabelul A.14-17. b. Prin compararea cu tensiunea admisibilă: $\sigma_F \leqslant \sigma_{FP}$, unde $\sigma_{FP} = (\sigma_{F\,lim}$ sau $\sigma_{F\,lim\,x})/S_{FP}$
4. Verificarea danturii la solicitarea statică prin încovoiere	Se verifică separat pinionul și roata: a. $S_{F\,st} = \sigma_{F\,lim\,st}/\sigma_{F\,st} \geqslant S_{FP\,st}$. (14.60) b. $\sigma_{F\,st} \leqslant \sigma_{FP\,st}$, unde $\sigma_{FP\,st} = \sigma_{F\,lim\,st}/S_{FP\,st}$, iar $\sigma_{F\,st} = \sigma_F M_{t\,max}/M_{tF}$, cu σ_F din relația (14.50) cu $K_A = 1$

Tabelul 14.94

Relațiile și metodica de verificare la încovoiere a angrenajelor conice [37]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări

Angrenajul conic se înlocuiește, pe conul frontal median ($\beta_m = \beta$), cu un angrenaj cilindric înlocuitor (indice v), iar dacă este nevoie acesta se echivalează mai departe cu un angrenaj cilindric cu dinți drepți (indice n); la aceste angrenaje se aplică apoi metodica și relațiile de la angrenajele cilindrice (v. tabelul 14.93).

Tabelul 14.94 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări

Calculul se execută separat pentru pinion și roată:

$$\sigma_F = \frac{F_{tF} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}}{b\, m_{nm}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leqslant \sigma_{F\,lim}. \qquad (14.61)$$

F_{tF} din tabelul 14.85; K_A — tabelul 14.86; K_v — tabelul 14.87, relația (14.15); $K_{F\beta}$ — tabelul 14.88; $K_{F\alpha}$ din tabelul 14.89.

Y_{Fa} se determină pentru forma profilului de dinte al angrenajului cilindric înlocuitor și echivalent la jumătatea lățimii danturii cu relația

$$Y_{Fa} = 6 \left(\frac{h_{Fam}}{m_{nm}} \right) \cos \alpha_{Fanm} \Big/ \left[\left(\frac{s_{Fnm}}{m_{nm}} \right)^2 \cos \alpha_{nm} \right].$$

Pentru dantura conică cu dinți drepți sau înclinați conform STAS 6844-80 și pentru dantura curbă cu înălțimea dintelui descrescătoare cu $h \approx 2{,}25\ m$ (dantura circulară Gleason), Y_{Fa} se determină din fig. A.14-15 ... A.14-19 pentru $z_{vn} = z/\cos\delta \cos^3 \beta_m$ și $x_n = x_{mn}$.

Y_{Sa} din fig. A.14-20 ... A.14-24 în funcție de z_{nv}, x_n și profilul sculei. Dacă există crestări se utilizează Y_{Sac} — relația (14.52) din tabelul 14.93.

Y_ε din tabelul 14.93, relația (14.53); Y_β — tabelul 14.93, relația (14.54) cu β_m^0; $\sigma_{F\,lim}$, $\sigma_{F\,lim\,x}$, $\sigma_{0\,lim}$, Y_δ, Y_R, Y_X, Y_{Nst}, Y_{st} — tabelul 14.93.

Verificarea danturii la solicitarea la oboseală, respectiv statică, prin încovoiere este identică cu cea de la dantura cilindrică (v. tabelul 14.93, poz. 3 și 4).

Tabelul 14.95

Relațiile și metodica de verificare la încovoiere a angrenajelor cu melc cilindric
[5, 7, 11, 29, 35]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1. Tensiunea de încovoiere la oboseală la roata melcată σ_{F_2}, MPa	Datorită rezistenței mai reduse, verificarea solicitării se face numai la roata melcată: $\sigma_{F2} = \frac{F_{tF2} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}}{b m_n} Y_{Fa2} \leqslant \sigma_{FP2}$ (14.62) $F_{tF2} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}$, din § 14.5. Y_{Fa2} din fig. A.14-15 ... A.14-19, în funcție de $z_{n_2} = z_2/\cos^3 \beta_2$ și x_{n_2}, valoare care se înmulțește apoi cu 1,40
2. Tensiunea limită admisibilă la oboseala prin încovoiere σ_{FP2}, MPa	$\sigma_{FP2} = \sigma_{F\,lim\,b2} Y_N$ (14.63) $\sigma_{F\,lim\,b2}$ din tabelul A.14-18, valabil pentru $N_{FB2} = 10^6$ cicluri. $Y_N = 1$ pentru $N_{F2} \leqslant 10^6$ cicluri; $Y_N = (10^6/N_{F2})^{1/9}$, pentru $10^6 < N_{F2} \leqslant 25 \cdot 10^7$; $Y_N = 0{,}4$ pentru $N_{F2} > 25 \cdot 10^7$

Tabelul 14.95 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
3. Verificarea roții melcate la oboseală prin încovoiere	$\sigma_{F2} \leqslant \sigma_{FP2}$
4. Verificarea roții melcate la solicitarea statică prin încovoiere	$\sigma_{F2\,max} = \sigma_{F2} M_{t2\,max}/M_{t2} \leqslant \sigma_{FP2\,max}$, (14.64) cu σ_{F2} din relația (14.62); $\sigma_{FP2\,max} = 0{,}8\ \sigma_c$, pentru roți din bronz; $\sigma_{FP2\,max} = 0{,}6\ \sigma_r$, pentru roți din fontă

Tabelul 14.96

Relațiile și metodica de dimensionare a angrenajelor cilindrice evolventice, exterioare sau interioare, cu dantură dreaptă, înclinată sau în V [15, 27, 36, 56]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Date inițiale	a. Caracteristicile ciclogramei de încărcare a angrenajului: — constantă: P_1, în kW; n_1, în min^{-1}; D_h, în ore; — în trepte: j, numărul de trepte; P_{1j}, în kW; n_{1j}, în min^{-1}; D_{hj}, în ore — puterea, turația, respectiv durata de acțiune, pe fiecare treaptă; — variabilă continuu: funcția de variație a puterii, turației și durata de lucru. b. Raportul de transmitere i c. Condițiile cerute de funcționare (tipul mașinii motoare și de lucru, siguranța în funcționare)
Date adoptate	a. Tipul reductorului și schema cinematică b. Tipul de dantură c. Materialele, tratamentele termice sau termochimice, tehnologia și precizia de execuție a roților dințate d. Profilul de referință (conform STAS 822-82) e. Unele elemente geometrice (β; ψ_d etc.).
Distanța minimă necesară între axe, a_{min}, și în final distanța între axe în funcționare a_w, mm	Cum de obicei roata dințată 2 are rezistența mai scăzută decît pinionul, calculul se efectuează la roata 2: $a_{min} = (u \pm 1)\left[\dfrac{M_{t2H}(K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha})\,(Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta)^2}{2u^2 \psi_a \left(\dfrac{\sigma_{H\,lim\,b2}}{S_{HP2}}\right)^2 (Z_{N_2} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X)^2}\right]^{1/3}$, (14.65) unde: M_{t2H} — tabelul 14.84; K_A — tabelul 14.86; $K_V \approx 1{,}2$ la dantura dreaptă și 1,15 la dantura înclinată, dacă se alege precizia angrenajului conform cu indicațiile din STAS 12192-84, sau § 14.2, în corelație cu v_t. Dacă nu se poate aprecia v_t, atunci se apreciază inițial o valoare K_V, se determină preliminar a, d și z_1 iar din fig. A.14-2 sau fig. A.14-3 se stabilește noua valoare K_v și dacă diferă mai mult de 10% față de K_v apreciat inițial, se recalculează a_{min}. $K_{H\beta} \approx 1{,}3 \ldots 1{,}4$ (1,5 la angrenajele nerodate), dacă se adoptă ψ_d conform tabelului A.14-25. Dacă nu se respectă indicațiile, atunci se apreciază inițial o valoare $K_{H\beta}$ și, după stabilirea preliminară a dimensiunilor a, d și b, se determină conform tabelului A.14-12 sau fig. A.14-7 noua valoare $K_{H\beta}$ și, la diferențe mai mari de 10%, se reia calculul pentru a_{min}.

Tabelul 14.96 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	$K_{H\alpha} \approx 1$, la angrenaje precise (trepte de precizie 1 ... 7) și $K_{H\alpha} \approx 1/Z_\varepsilon^2$ la danturi neprecise. $Z_H = (2\cos\beta_b)/(\sin\alpha_t \cos\alpha_t)^{1/2}$, unde $\beta_b = \arcsin(\sin\beta\cos\alpha_n)$. La dantura dreaptă $Z_H = 2{,}5$. Z_E — tabelul A.14-15. Ambele roți din oțeluri laminate, $Z_E = 189{,}8\ \text{MPa}^{1/2}$. $Z_\varepsilon \approx 0{,}95$ la danturi drepte și înclinate cu $\psi_d \leqslant 0{,}5$ și $Z_\varepsilon \approx 0{,}88$ la danturile înclinate cu $\psi_d > 0{,}5$. $Z_\beta = (\cos\beta)^{1/2}$ $\psi_a = 2\psi_d/(u \pm 1)$, cu ψ_d din tabelul A.14-25. $\sigma_{H\,lim\,b}$ — tabelul A.14-16. S_{HP} — tabelul A.14-17; Z_N — tabelul A.14-1, în funcție de material și durata de funcționare cerută; $Z_L \approx 1$ sau din fig. A.14-12; $Z_V \approx 1$; $Z_X \approx 1$; $Z_R \approx 1$, la danturile rectificate și 0,9 la cele frezate; $Z_w = 1$ la angrenaje cu roți fără diferență mare de duritate și $Z_w = 1{,}2 - [(HB - 1300)/17000]$ la pinion durificat și rectificat și roată îmbunătățită și frezată. În continuare apar două cazuri: a. Se cere a_{STAS} conform STAS 6055-82. În acest caz a_{min} se mărește la prima valoare a_{STAS} (a_{min} se poate și micșora la o valoare a_{STAS} dacă $\lvert(a_{STAS} - a_{min})\rvert/a_{STAS} \leqslant 0{,}05$. Astfel $a_{STAS} = a_w$. b. Nu se cere a_{STAS}. Atunci a_{min} se rotunjește în plus la următoarea valoare întreagă în milimetri și se obține a_w
Diametrele de divizare preliminare d_{1pr}, d_{2pr}, mm	$$d_{1pr} \approx \frac{2a_w}{u \pm 1};\quad d_{2pr} \approx u d_{1pr};\quad b = \psi_d d_{1pr}$$ Se verifică cu fig. 14.43 și tabelul 14.81 alegerea corectă a materialului. De asemenea se verifică $K_{H\beta}$ cu tabelul A.14-12 sau fig. A.14-7.
Modulul normal minim necesar $m_{n\,min}$, mm	$$m_{n\,min} = \frac{M_{t_2F}}{a_w^2 \psi_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta Y_\varepsilon}{\frac{\sigma_{0\,lim\,2}}{S_{FP2}} Y_{N2} Y_\delta Y_R Y_X}, \quad (14.66)$$ unde: M_{t_2F} — tabelul 14.84; K_A, K_V, ψ_a — ca în relația (14.65); $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$; $K_{F\alpha} \cdot Y_\varepsilon \approx 1$; $Y_{Fa} \approx 2{,}5$ și după stabilirea valorilor z_1 și z_2, respectiv x_{n1} și x_{n2} se determină din nou Y_{Fa} din fig. A.14-15 la A.14-19 și dacă diferă mult se reia calculul pentru m_n cu noua valoarea Y_{Fa}; $Y_{Sa} \approx 2$; $Y_\beta = 1$ la danturile cu $\beta = 0°$; $Y_\beta = 0{,}9$ la $0 < \beta \leqslant 10°$ și $Y_\beta = 0{,}8$ la $\beta > 10°$; $\sigma_{0\,lim\,2}$ — din tabelele A.14-20 ... A.14-23; S_{FP} — din tabelul A.14-17, în mod normal $S_{FP2} \approx 1{,}25$; Y_{N2} — din tabelul A.14-1 în funcție de material și durata de funcționare cerută; $Y_\delta \approx 1{,}1$; $Y_R \approx 1$ pentru roți cu $R_a \leqslant 0{,}16$ μm (rectificate) și 0,95 pentru celelalte cazuri; Y_X — se apreciază ordinul de mărime al modulului și se adoptă din tabelul A.14-24. Dacă modulul calculat diferă mult de cel apreciat, se poate relua calculul cu noul Y_X. $m_{n\,min}$ stabilit cu relația (14.66) se standardizează conform STAS 822-82 la valoare imediat superioară. Se acceptă și valoarea mai mică dacă $(m_n - m_{n\,min})/m_n \leqslant 0{,}1$

Tabelul 14.96 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Numerele de dinți z_1 și z_2	$$z_{1\,max} = \frac{2(a_w - m_n)\cos\beta}{m_n(u \pm 1)}; \quad z_2 = uz_1. \qquad (14.67)$$ z_1 și z_2 se rotunjesc la numere întregi, respectîndu-se condițiile: a. $\Delta u = \frac{u_{dat} - u_{realizat}}{u_{dat}} \leqslant \Delta u_a$, cu $u_{realizat} = z_2/z_1$ și $\Delta u_a \leqslant 0{,}03$. b. $z_1 \geqslant 10$ dinți. c. Pe cît posibil z_2 și z_1 să nu aibă divizori comuni. d. La angrenajul cilindric interior se vor respecta condițiile geometrice prevăzute în § 14.1.1.2. *Observație.* Angrenajul realizat cu a_w, m_n și z_1 asigură portanța necesară cu S_{HP} (obișnuit 1,15) și S_{FP} (obișnuit 1,25) adoptate. În general dacă z_1 rezultă mare, acesta se micșorează și astfel crește m_n, deci și S_F, dar această micșorare nu trebuie mereu făcută pînă la limita inferioară de 12 la 17 dinți, pentru că creșterea exagerată a modulului are și dezavantaje. Recomandări: a. La danturile cementate-călite: $z_1 \approx 12 \ldots 17(21)$ dinți; b. La danturile durificate inductiv sau nitrurate: $z_1 \approx 15 \ldots 23(25)$ dinți; c. La danturile îmbunătățite ($HB \leqslant 3500$): $z_1 \approx 25 \ldots 35$. Pentru condiții speciale (turboangrenaje, reductoare navale, reductoare cu zgomot mic – cer z_1 maxim posibil, sau reductoare deschise – cer z_1 minim posibil etc.) nu se aplică recomandările precizate
Modificarea numerelor de dinți z_1 și z_2	Conform recomandărilor se adoptă micșorat z_1, iar $z_2 = uz_1$. Se verifică respectarea condițiilor a la d cerute mai înainte. *Observație.* a_w nu trebuie mărit față de valoarea rezultată, pentru că înseamnă gabarit și consum de material mărit. De asemenea, dacă z_1 se mărește peste $z_{1\,max}$ rezultat, aceasta înseamnă un $m_n < m_{n\,min}$ necesar.
Recalcularea modulului normal m_n, în mm	$m_n = \frac{2a_w\cos\beta}{z_1(u \pm 1) + 2\cos\beta}$, care se standardizează conform STAS 822-82.
Determinarea deplasării de profil însumate x_{ns}	$$x_{ns} = x_{n1} + x_{n2} = \frac{z_2 \pm z_1}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha_n}(\mathrm{inv}\,\alpha_{wt} - \mathrm{inv}\,\alpha_t), \qquad (14.68)$$ și care se repartizează în x_{n1} și x_{n2} conform diagramelor din fig. 14.9.
Verificarea respectării condițiilor de execuție și de funcționare corectă a angrenajului	V. tabelele 14.10, 14.11 și STAS 12222-84, STAS 12223-84. Se verifică: $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}1$; $r_{a\,1,2} \geqslant r_{u\,1,2}$; $s_{an\,1,2} \geqslant s_{an\,1,2ad}$; $w_{1,2} \geqslant w_{ad\,1,2}$. La angrenajul cilindric interior v. tabelul 14.21 și STAS 12224-84.

Tabelul 14.97

Relațiile și metodica de dimensionare a angrenajelor conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi [37]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Date inițiale	Aceleași date ca la angrenajele cilindrice — tabelul 14.96
Date adoptate	a. Tipul reductorului și schema cinematică b. Tipul de dantură și tipul mașinii de tăiat dantura (mai ales la danturile curbe se introduc unele restricții geometrice) c. Roata plană de referință conform STAS 6844-80, iar la dantura curbă se adoptă elementele profilului de referință d. Materialele, tratamentele termice și termochimice, precizia de execuție e. Unele elemente geometrice ($\Sigma = 90°$; β etc.)
Diametrul minim necesar al pinionului, d_{m1}, respectiv d_{e1}, mm	$$d_{m1\,min} = \left\{ \frac{2M_{t1H}K_AK_{Hv}K_{H\beta}K_{H\alpha}(u^2+1)}{\psi_{dm}(\sigma_{H\,lim\,b}/S_{HP})^2 u} \left[\frac{Z_HZ_EZ_\varepsilon Z_\beta}{Z_NZ_LZ_RZ_VZ_WZ_X} \right]^2 \right\}^{1/3}, \quad (14.69)$$ unde: M_{t1H} — tabelul 14.84; K_A — tabelul 14.86; $K_{Hv} = 0{,}96 + 0{,}00032\,n_1$ pentru dinți drepți și $HB_{1,2} < 3500$ și $K_{Hv} = 0{,}97 + 0{,}00014\,n_1$ pentru $HB_{1,2} > 3500$; pentru dinții înclinați sau curbi $K_{Hv} = 0{,}98 + 0{,}00011\,n_1$ pentru $HB_{1,2} < 3500$ și $K_{Hv} = 0{,}96 + 0{,}00007\,n_1$ pentru $HB_{1,2} > 3500$, n_1 — turația pinionului în rot/min; $K_{H\beta}$ — tabelul A.14-13; $K_{H\alpha}$ — ca la angrenajele cilindrice, tabelul 14.96; $Z_H = (2\cos\beta_{bm}/\sin\alpha_t\cos\alpha_t)^{1/2}$. La dantura dreaptă $Z_H = 2{,}5$; Z_E — tabelul A.14-15. Ambele roți din oțel $Z_E = 189{,}8$ MPa$^{1/2}$; Z_ε — ca la angrenajele cilindrice; $Z_\beta = (\cos\beta_m)^{1/2}$. $\psi_{dm} = \psi_{Rm}/2\sin\delta_1$ — tabelul A.14-26; $\sigma_{H\,lim\,b}$; S_{HP}, $Z_N, Z_L, Z_R, Z_V, Z_W, Z_X$ — ca la angrenajele cilindrice. Cu $d_{m1\,min}$ rezultat din relația (14.69) se determină $$d_{e1} = d_{m1}(1 + \psi_{dm}\sin\delta_1); \quad d_{e2} = ud_{e1}. \quad (14.70)$$ Se verifică mărimea s — tabelul 14.81
Modulul minim necesar m_n sau m_{nm}, mm	$$m_{nm\,min} = \frac{2M_{tF1}K_AK_{Fv}K_{F\beta}K_{F\alpha}Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\beta Y_\varepsilon}{\psi_{dm}d_{m1}^2\,\frac{\sigma_{0\,lim}}{S_{FP}}\,Y_NY_\delta Y_RY_X}, \quad (14.71)$$ unde: M_{tF1} — tabelul 14.84; K_A — tabelul 14.86; $K_{Fv} = K_{Hv}$; $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$ ca la $d_{m1\,min}$; $Y_{Fa} \approx 2{,}5$ la danturile îmbunătățite și $\approx 3{,}5$ la cele durificate; $Y_{Sa} \approx 2$; Y_β — ca la angrenajele cilindrice; $\sigma_{0\,lim}$ — tabelele A.14-20 ... A.14-23; S_{FP} — tabelul A.14-17, normal 1,25; Y_N, Y_δ, Y_R, Y_X — ca la angrenajele cilindrice. $m_{tm} = m_{nm}/\cos\beta_m$; $m_{te} = m_{tm}(1 + \psi_{dm}\sin\delta_1)$; $m_{ne} = m_{te}\cos\beta$. La danturile drepte și înclinate, m_n se standardizează conform STAS 822-82. La danturile curbe se poate lua o valoare STAS pentru m_{nm}, m_{te} sau nu
Numerele de dinți z_1 și z_2	$z_{1\,max} = d_{e1}/m_{te}$; $z_2 = uz_1$. Se verifică condițiile *a* și *c* de la angrenajele cilindrice, tabelul 14.96

Tabelul 14.97 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Modificarea numerelor de dinți z_1 și z_2	Criteriile sînt aceleași ca la angrenajele cilindrice. Recomandări: $z_1 \geq 10$ în construcția de mașini și $z_1 \geq 6$ în industria auto. În general, pentru $i = 1$: $z_1 = 18 \ldots 40$; $i = 2$: $z_1 = 15 \ldots 30$; $i = 3$: $z_1 = 12 \ldots 23$; $i = 4$: $z_1 = 10 \ldots 18$; $i = 5$: $z_1 = 8 \ldots 14$; $i = 6{,}3$: $z_1 = 6 \ldots 10$; la danturi îmbunătățite, z_1 spre limita superioară și la danturi durificate z_1 spre limita inferioară
Recalcularea modulului	$m_e(m_{te}) = d_{e1}/z_1$; $m_{nm} = d_{m1} \cos \beta_m / z_1$.
Adoptarea deplasărilor de profil x_{r1}, respectiv x_{t1}	Angrenajele se realizează ca angrenaje zero sau zero deplasate. Deplasările radiale de profil $x_{r2} = -x_{r1}$ — tabelul 14.32. Deplasările tangențiale de profil $x_{t2} = -x_{t1}$ — v. § 14.21
Verificarea respectării condițiilor de exactitate și de funcționare corectă a angrenajului	A se vedea §14.1.2 și indicațiile din tabelele 14.28, 14.36 și 14.37

Tabelul 14.98

Relațiile și metodica de dimensionare a angrenajelor cu melc cilindric [16, 17, 24]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Date inițiale	Aceleași date ca și la angrenajele cilindrice — v. tabelul 14.96
Date adoptate	a. Schema cinematică a reductorului b. Elementele melcului de referință conform STAS 6845-82 c. Materialele, tratamentele termice sau termochimice (v. tabelul A.14-18); tehnologia și precizia de execuție a roților dințate (v. §14.2.4) d. Numărul de dinți ai melcului z_1 (conform tabelului A.14-27)
Numărul de dinți ai roții melcate	$z_2 = iz_1$. La transmisii de forță $80 > z_2 \geq 29$, iar la transmisii cinematice $1000 > z_2 \geq 18 \ldots 20$. Pe cît posibil z_1 și z_2 să nu aibă divizori comuni, iar $\Delta i = (i_{dat} - i_{realizat})/i_{dat} \leq 0{,}03$.
Distanța minimă dintre axe din condiția rezistenței la contact a dinților $a_{H\,min}$, mm	$$a_{H\,min} = (z_2 + q)\left[\frac{M_{t2H} K_A K_V K_{H\beta} (Z_H Z_E)^2}{5{,}2\, z_2^2\, q_{pr}\, \sigma_{HP2}^2}\right]^{1/3}, \quad (14.72)$$ unde M_{t2H} — tabelul 14.84; K_A — tabelul 14.86; K_V — tabelul 14.87; $K_{H\beta} = 1$ la încărcare constantă, iar pentru încărcare variabilă se calculează cu relația (14.23). Se apreciază un modul m_{pr}, iar din STAS 6845-82 un q_{pr}; $Z_H = [2 \cos \gamma_b / \sin \alpha_0 \cos \alpha_0]^{1/2}$ cu $\gamma_b \approx \gamma_0 = \operatorname{arctg} z_1/q_{pr}$; Z_E — tabelul A.14-15; σ_{HP2} — tabelul A.14-18 sau A.14-19

Tabelul 14.98 (continuare

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Distanța minimă dintre axe din condiția asigurării răcirii naturale cu aer $a_{T\,min}$, mm	Se determină cu relația (14.105) din tabelul 14.102. În continuare se compară $a_{T\,min}$ cu $a_{H\,min}$: dacă $a_{H\,min} \geqslant a_{T\,min}$, se adoptă $a_{H\,min}$ ca distanță între axe a reductorului; dacă $a_{H\,min} < a_{T\,min}$, la diferențe mici se adoptă $a_{T\,min}$ ca distanță între axe a reductorului, iar la diferențe mari ori se încearcă o răcire suplimentară a reductorului (v. tabelul 14.102) pentru a se realiza reductorul cu $a_w = a_{H\,min}$ sau, dacă se dorește numai răcirea cu aer, se adoptă $a_w = a_{T\,min}$, deci reductorul din punctul de vedere al solicitării de contact va fi supradimensionat. Valoarea adoptată se aduce în general la o valoarea a_{STAS}
Modulul m, mm	Modulul minim necesar din condiția de rezistență a dinților se determină cu relația $m_{n2\,min} = \dfrac{M_{t2F} K_A K_V K_{F\beta} K_\alpha Y_{Fa_2} (q_{pr} + z_2)^2}{a_w^2 q_{pr} z_2 \sigma_{FP2}}$, iar $m_{min} = m_{n2min}/\cos\gamma_0$, (14.73) unde: M_{t2F} – tabelul 14.84 (la încărcare constantă $M_{t2F} = M_{t2}$); K_A, K_V, $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ – valori ca la calculul lui $a_{H\,min}$; $K_\alpha = 0{,}75$ la angrenaje în treptele de precizie 6 și 7 bine rodate și $K_\alpha = 1$ în celelalte cazuri; Y_{Fa_2} se determină din fig. A.14-15 în funcție de $z_{n2} = z_2/\cos^3\gamma_0$ și $x = 0$ și valoarea se înmulțește cu 1,4; σ_{FP_2} – tabelul A.14-19. Se determină m_{pr} cu relația $m_{pr} = 2a_w/(q_{pr} + z_2)$. (14.74) Dacă $m_{min} \leqslant m_{pr}$, se adoptă m_{pr}, iar dacă $m_{min} > m_{pr}$ se adoptă m_{min}. În continuare pentru modulul adoptat se ia valoarea corectă q din STAS 6845-82 și dacă q diferă mult de q_{pr} se reia calculul iterativ pentru $a_{H\,min}$ și $m_{n\,min}$ cu noul q. În final se determină m conform STAS 822-82; q; $\gamma_0 = \text{arctg}\, z_1/q$ și $a = 0{,}5\, m(q + z_2)$ care se aduce la a_w standardizată
Deplasarea de profil a roții melcate x_2	$x_2 = (a_w/m) - 0{,}5(q + z_2)$, cu condiția: $-0{,}5 \leqslant x \leqslant 0{,}5$. Dacă nu se îndeplinește condiția, se poate adăuga sau scădea 1 ... 2 dinți la roata melcată (atenție $\Delta i < \pm 0{,}03$), sau adopta alt q.
Verificarea respectării condițiilor de execuție și de funcționare corectă a angrenajului	Se realizează cu relațiile din [17, 22].

Fig. A.14-10. Factorul $K_{H\alpha}$ la angrenajele elicoidale (10).

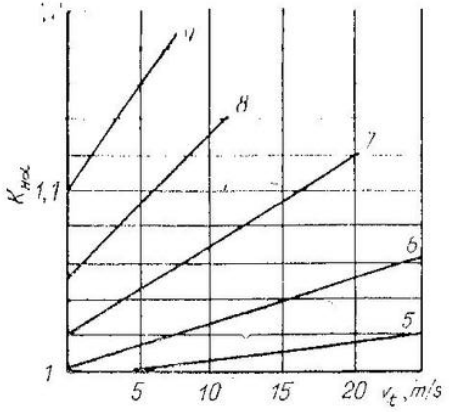
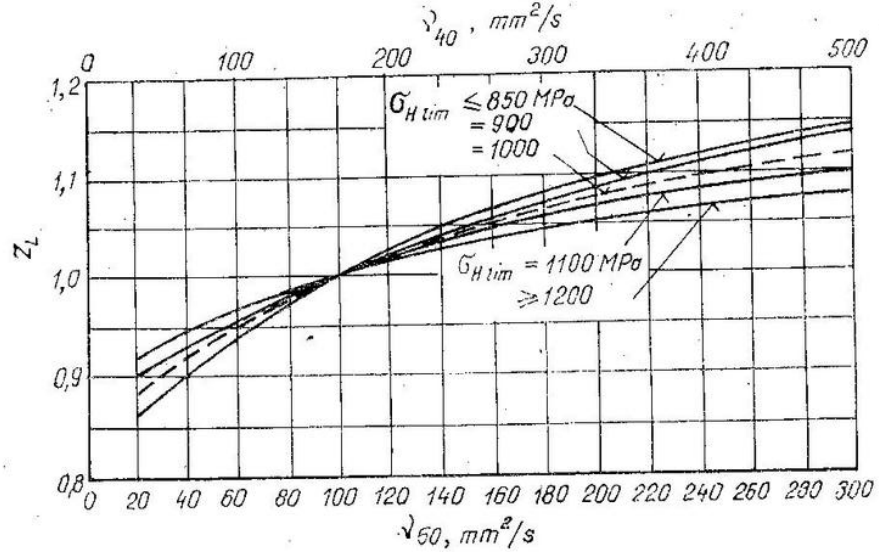


Fig. A.14-12. Factorul influenței ungerii, asupra solicitării de contact Z_L.



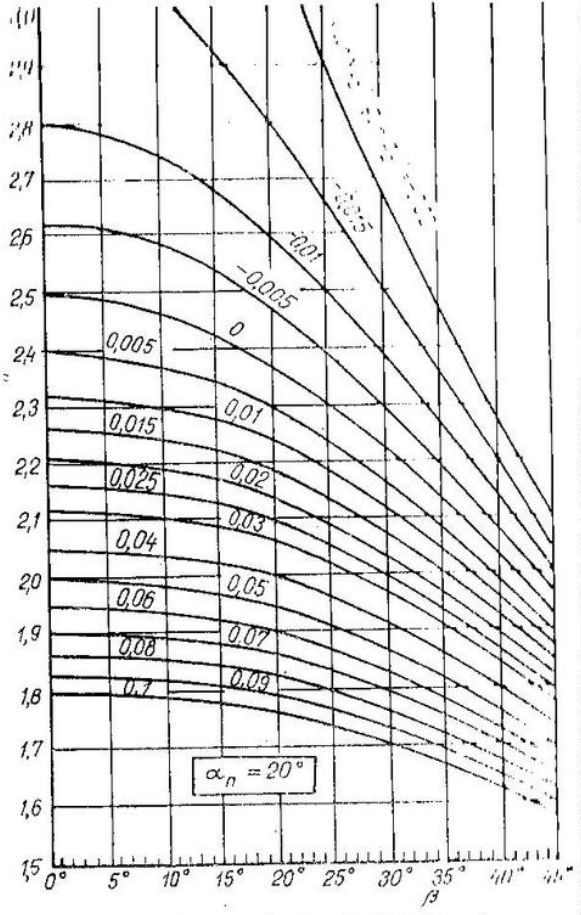


Fig. A.14-11. Factorul de formă al dinților în angrenare pentru solicitarea de contact, Z_H.

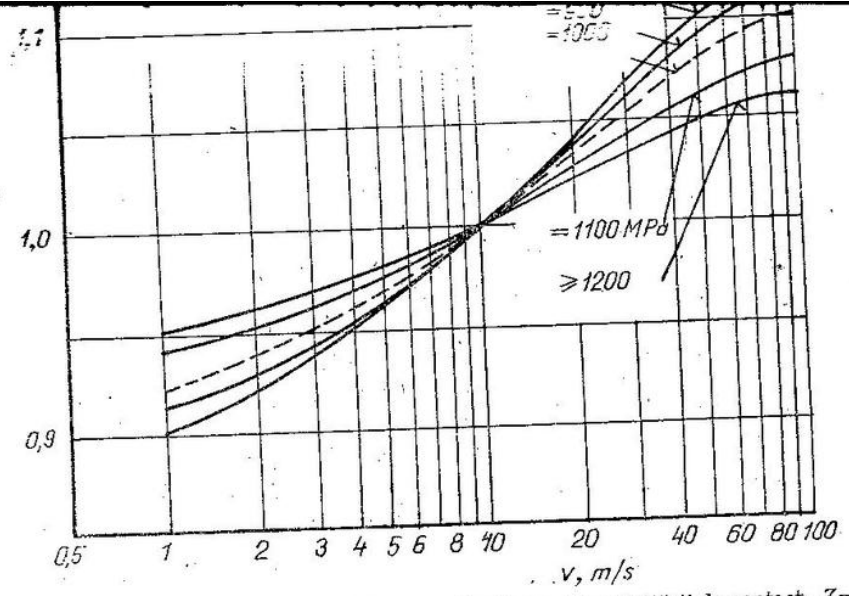


Fig. A.14-13. Factorul influenței vitezei periferice asupra solicitării de contact, Z_V.

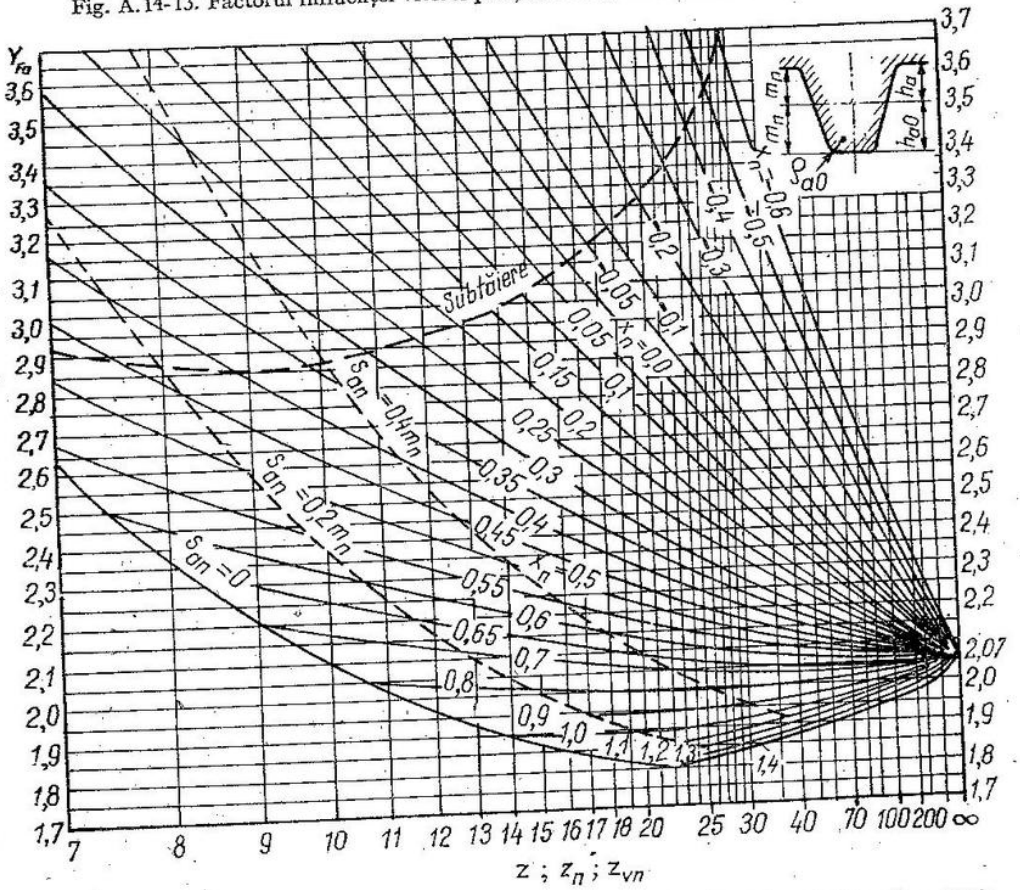


Fig. A.14-15. Factorul de formă al dintelui $Y_{Fa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^* = 1;\ h_{a0}^* = 1{,}25;\ \rho_{a0}^* = 0{,}26)$.

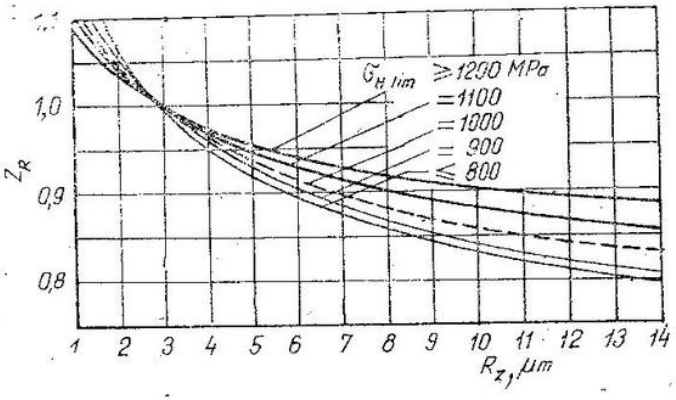


Fig. A.14-14. Factorul influenței rugozității flancurilor asupra solicitării de contact, Z_R.

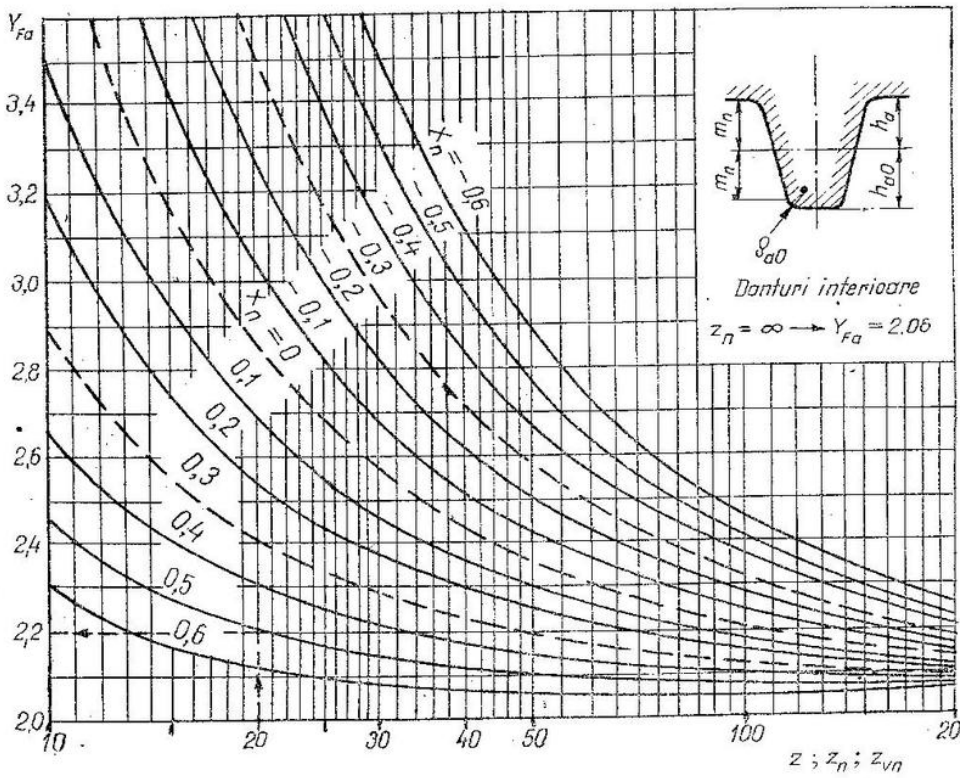


Fig. A.14-16. Factoru de formă al dintelui $Y_{Fa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^* = 1;\ h_{a0}^* = 1{,}25;\ \varrho_{a0}^* = 0{,}30)$.

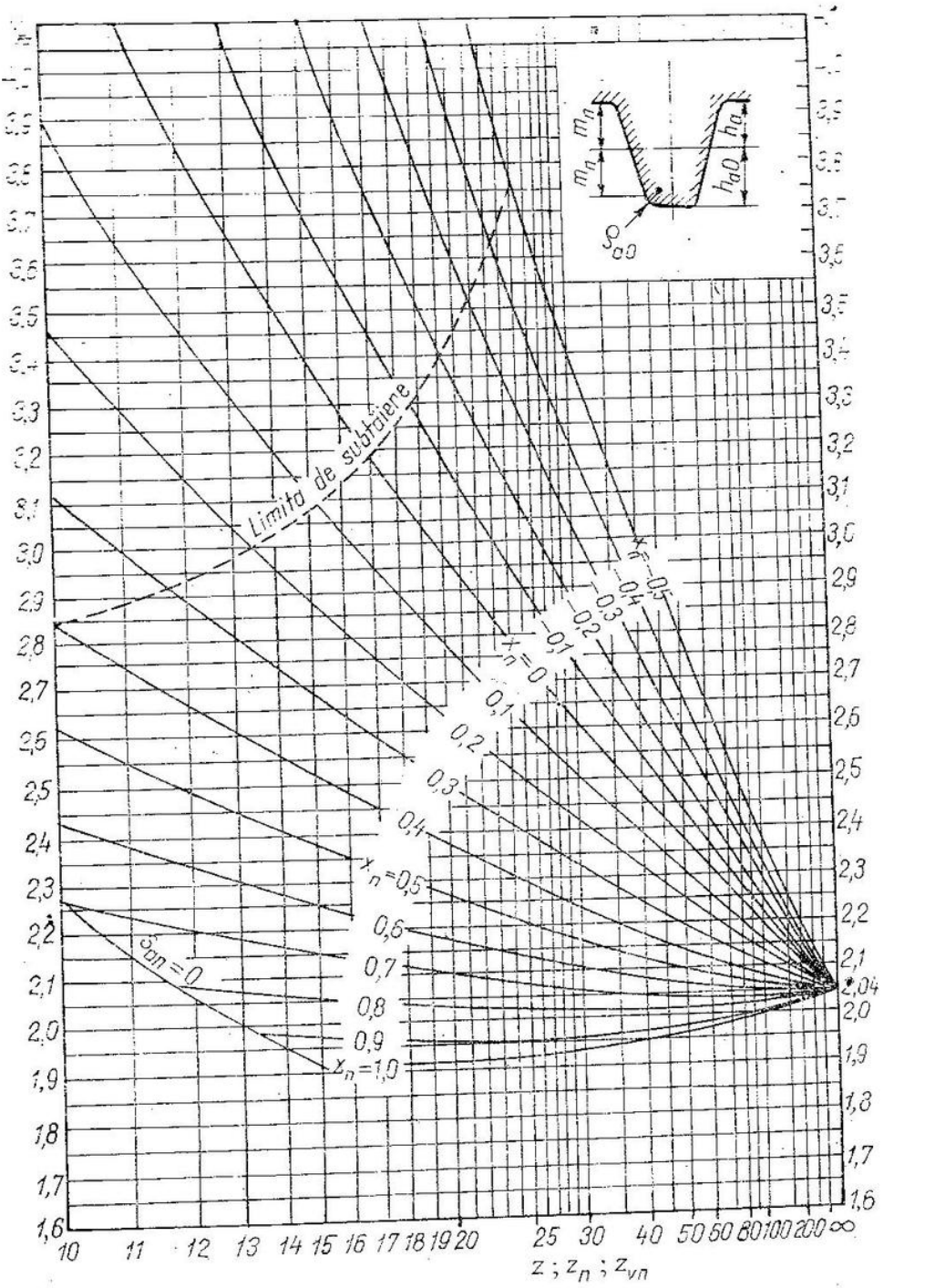


Fig. A.14-17. Factorul de formă al dintelui $Y_{Fa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^* = 1;\ h_{a0}^* = 1{,}25;\ \rho_{a0}^* = 0{,}30)$.

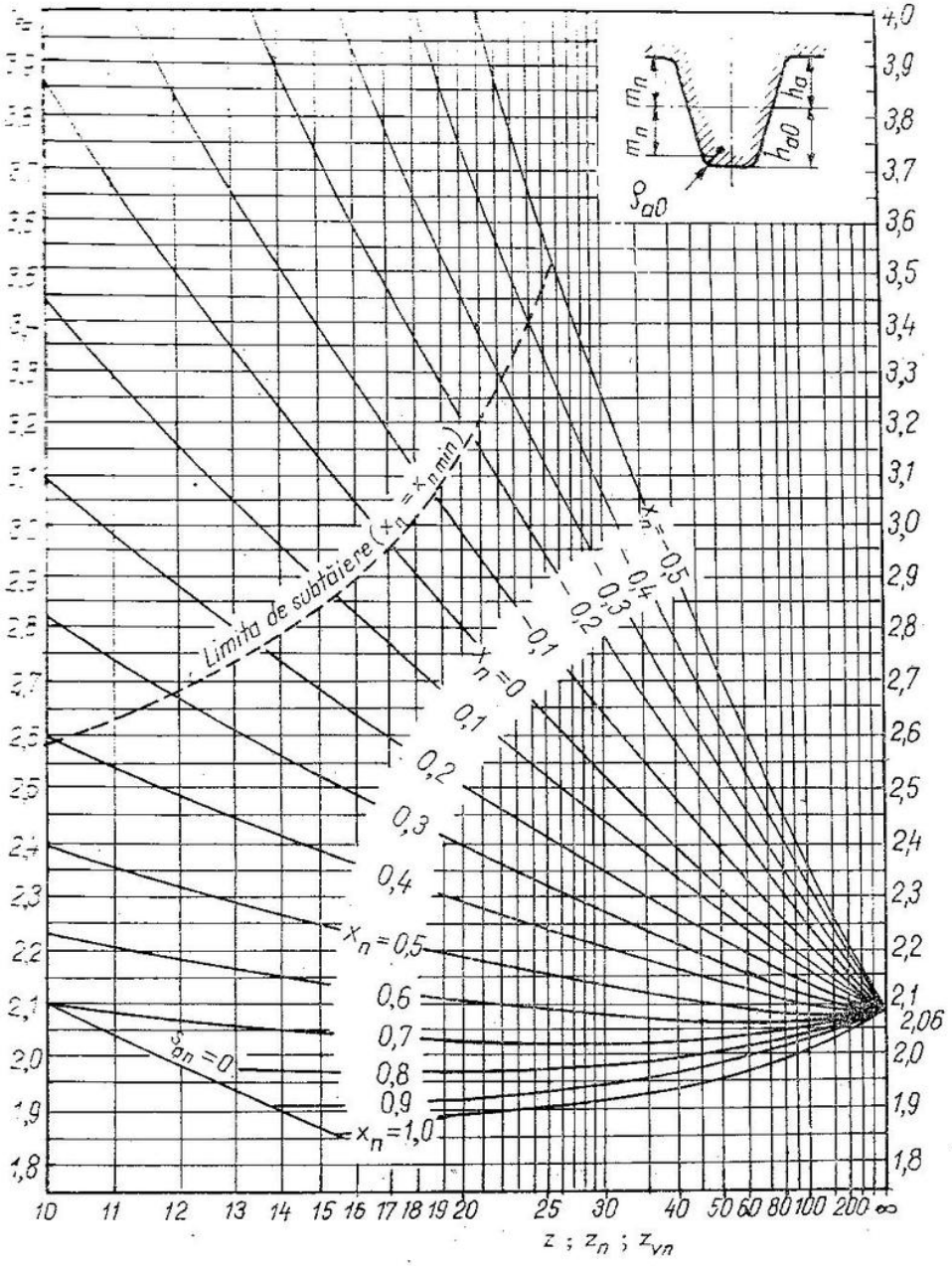


Fig. A.14-18. Factorul de formă al dintelui $Y_{Fa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^* = 1;\ h_{a0}^* = 1{,}35;\ \rho_{a0}^* = 0{,}375)$

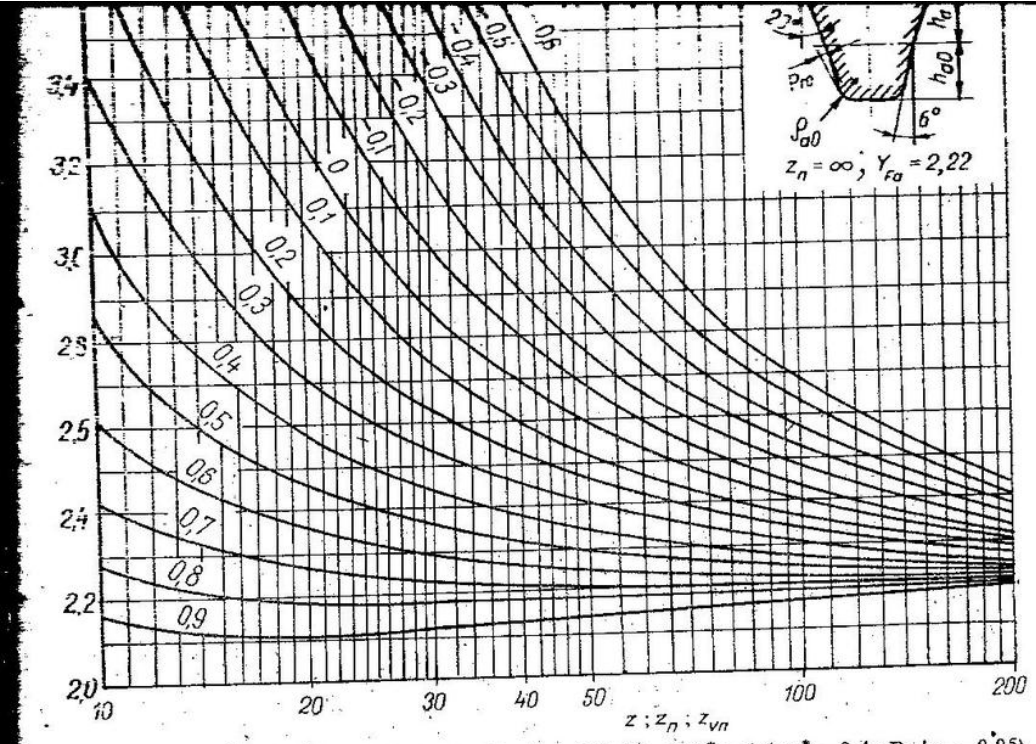


Fig.A.14-19. Factorul de formă al dintelui $Y_{Fa}(\alpha_n = 20°; h_a^* = 1; h_{a0}^* = 1{,}4; \rho_{a0}^* = 0{,}4; P_{r0}/m_n = 0{,}05)$

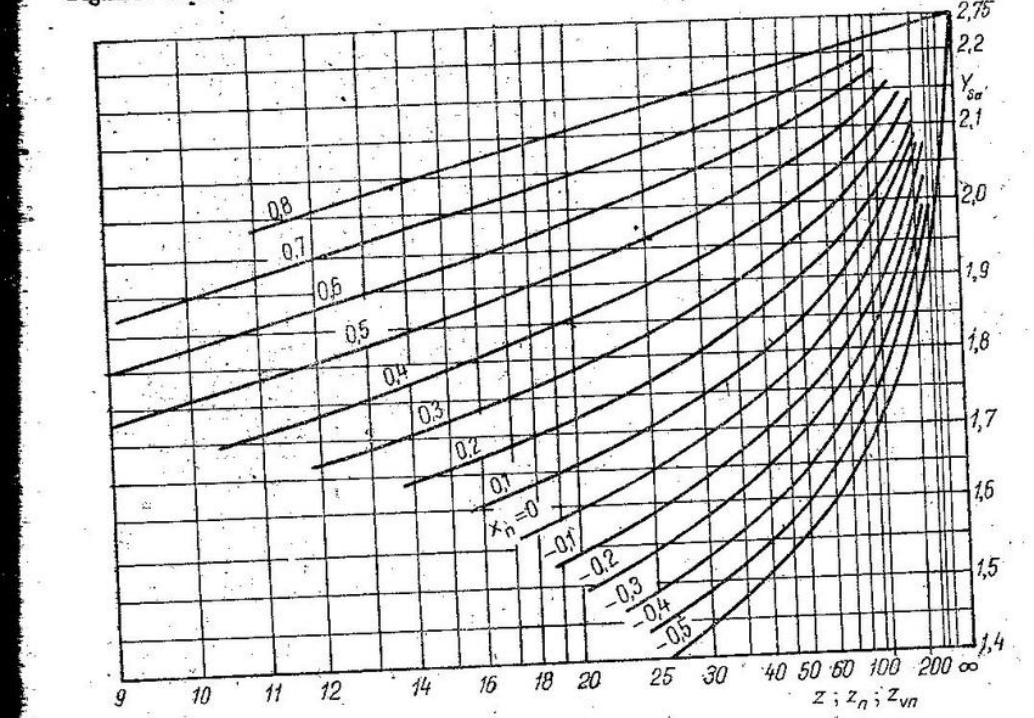


Fig A.14-20. Factorul concentratorului de tensiune $Y_{Sa}(\alpha_n = 20°; h_a^* = 1; h_{a0}^* = 1{,}2$; $\rho_{a0}^* = 0{,}25)$.

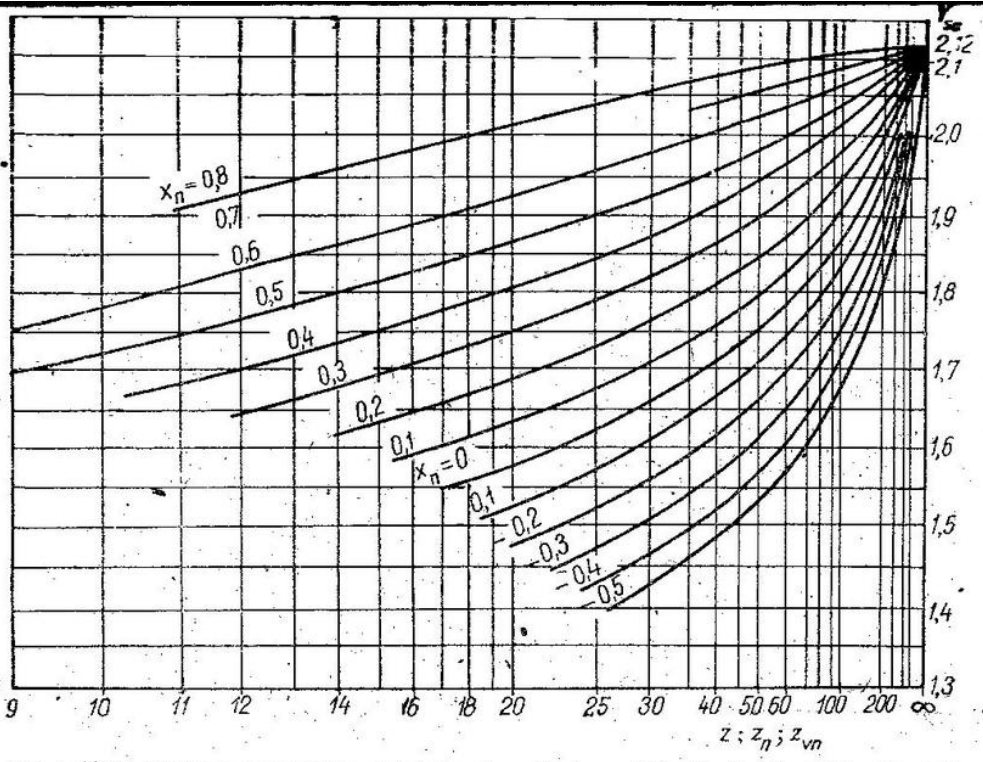


Fig. A.14-21. Factorul concentratorului de tensiune $Y_{Sa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^* = 1;\ h_{a0}^* = 1{,}25;\ \rho_{a0}^* = 0{,}3)$.

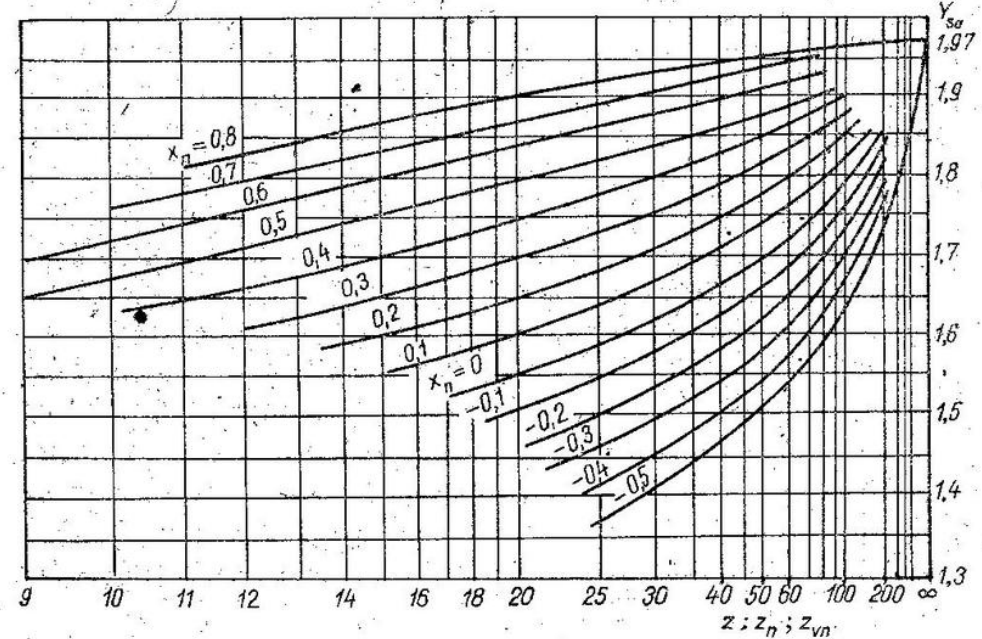


Fig. A.14-22. **Factorul concentratorului** de tensiune $Y_{Sa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^* = 1;\ h_{a0}^* = 1{,}25;\ \rho_{a0}^* = 0{,}375)$.

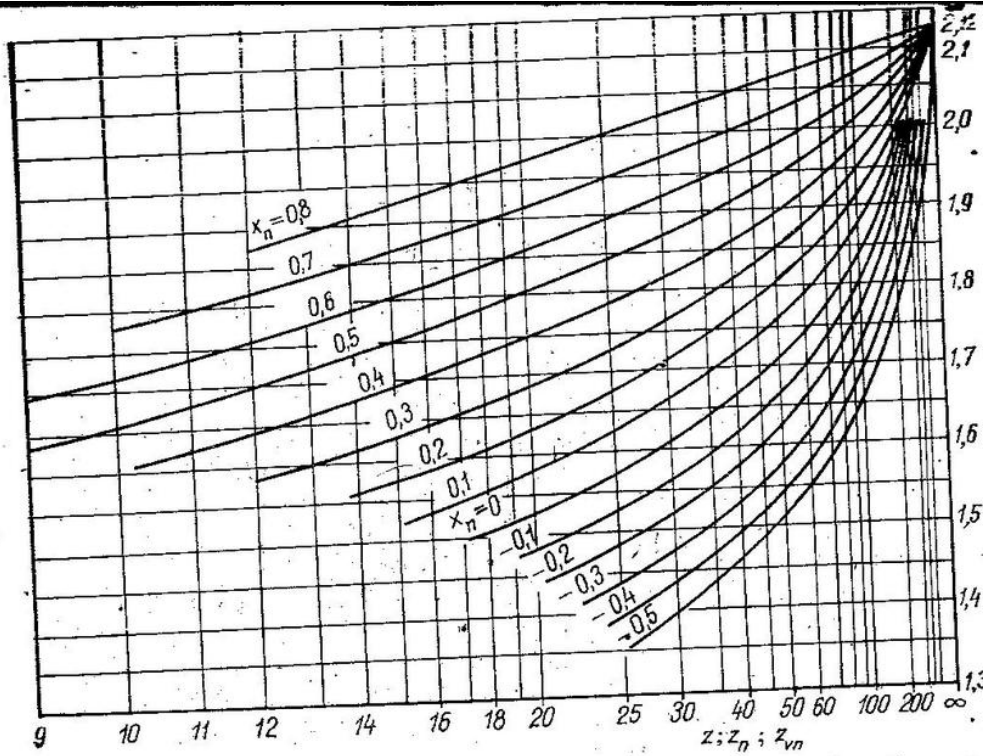


Fig. A.14-23. Factorul concentratorului de tensiune $Y_{Sa}(\alpha_n=20°;\ h_a^*=1;\ h_{a0}^*=1,35;\ \rho_{a0}^*=0,30)$.

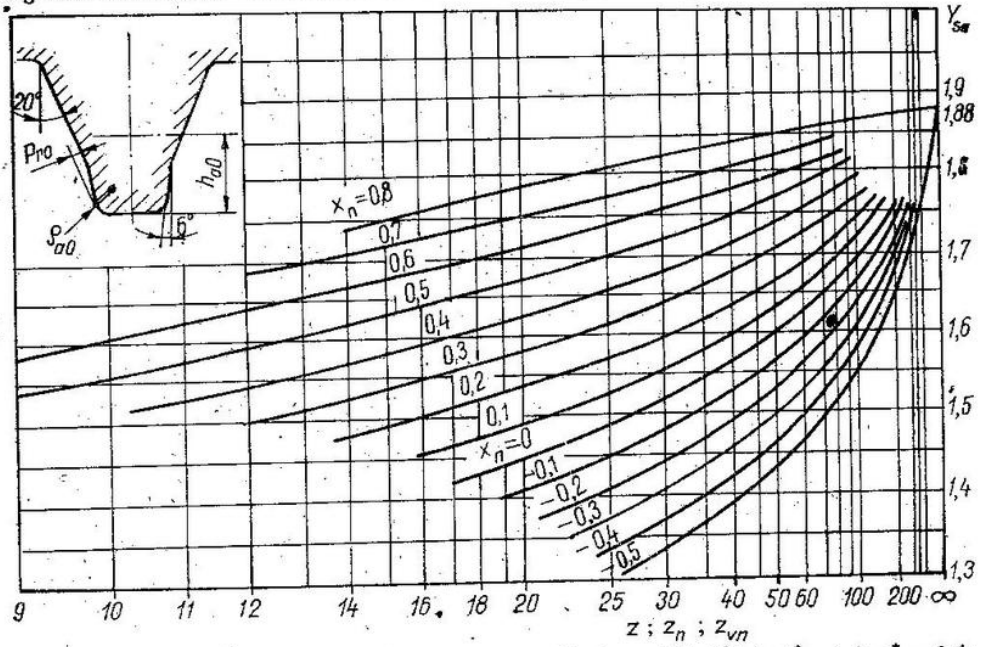


Fig.A. 14-24. Factorul concentratorului de tensiune $Y_{Sa}(\alpha_n = 20°;\ h_a^*=1;\ h_{a0}^*=1,4;\ \rho_{a0}^*=0,4;\ P_{r0}/m_n = 0,05)$.

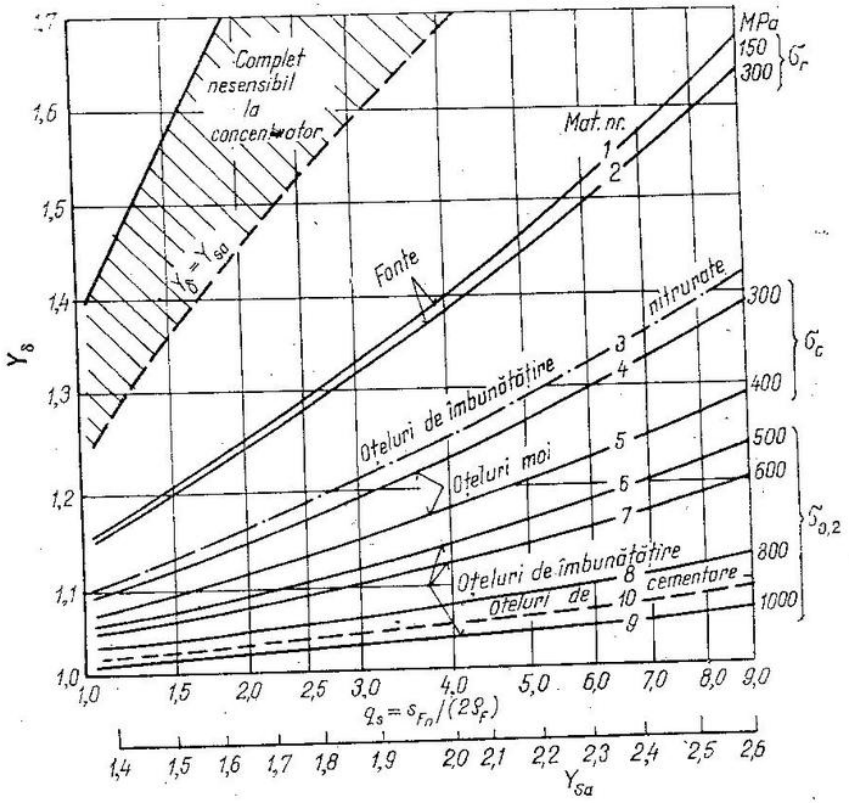


Fig. A.14-25. Factorul de reazem la oboseală, Y_δ.

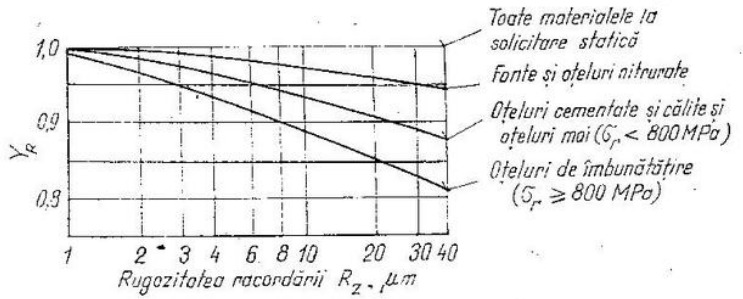


Fig. A.14-27. Factorul rugozității pentru solicitarea de încovoiere, Y_R.

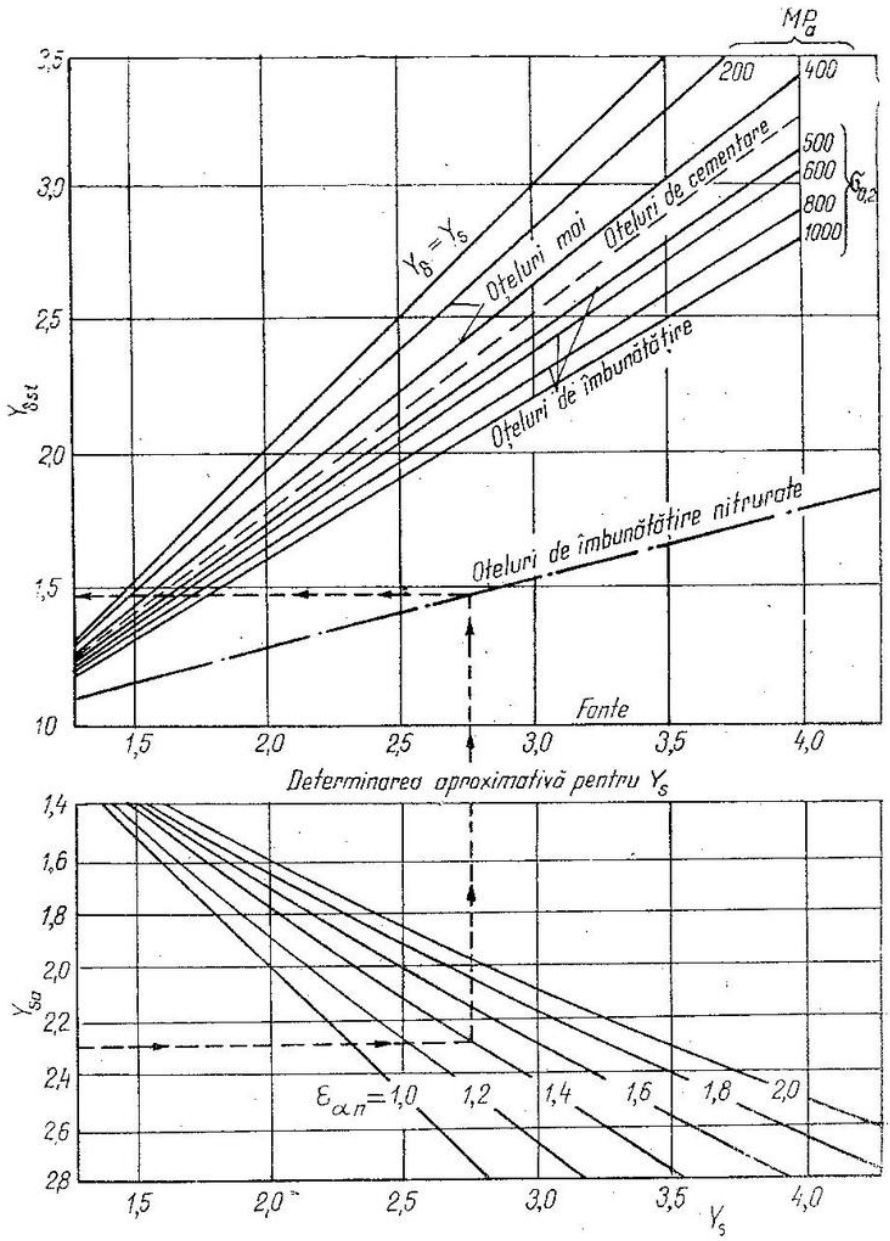


Fig. A.14-26. Factorul de reazem static, $Y_{\delta st}$.

Tabelul A.14-15

Factorul elasticității materialelor Z_E

Pinion		Roată		Z_E, MPa$^{1/2}$
Materialul	E_1, MPa	Materialul	E_2, MPa	
Oțel	206 000	Oțel laminat	206 000	189,8
		Oțel turnat	202 000	188,9
		Fontă nodulară	173 000	181,4
		Bronz cu staniu turnat	103 000	155,0
		Bronz cu staniu	113 000	159,8
		Fontă cenușie	126 000 la 118 000	165,4 la 162,0
Oțel turnat	202 000	Oțel turnat	202 000	188,0
		Fontă nodulară	173 000	180,5
		Fontă cenușie	118 000	161,4
Fontă nodulară	173 000	Fontă nodulară	173 000	173,9
		Fontă cenușie	118 000	156,6
Fontă cenușie	126 000 la 118 000	Fontă cenușie	118 000	146 la 143,7
Oțel	206 000	Textolit	7 850	56,4

La textolit $\nu = 0,5$, iar la celelalte $\nu = 0,3$

Tabelul A.14-16

Valorile tensiunilor limită de bază de contact la oboseală $\sigma_{H\,lim\,b}$ a flancurilor dinților

Materialul (v. tabelul 14.81)	Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea flancurilor dinților, MPa	Relația de calcul pentru $\sigma_{H\,lim\,b}$, MPa
Fonte nodulare sau perlitice		$HB \approx 1500...3000$	$\sigma_{H\,lim\,b} = (0,15\,HB + 175) \pm 50$
Oțeluri carbon de îmbunătățire	Îmbunătățire	$HB \approx 1400...2100$	Turnate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0,1\,HB + 250) \pm 50$ Laminate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0,15\,HB + 250) \pm 50$
Oțeluri aliate de îmbunătățire		$HB \approx 2000...3500$	Turnate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0,15\,HB + 250) \pm 75$ Laminate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0,15\,HB + 300) \pm 75$

Tabelul A.14-16 (continuare)

Materialul (v. tabelul 14.81)	Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea flancurilor dinților, MPa	Relația de calcul pentru $\sigma_{H\,lim\,b}$, MPa
Oțeluri carbon sau aliate de îmbunătățire	Călire completă	$HV \approx 3500...6500$	$\sigma_{H\,lim\,b} = (0,1\,HV + 600) \pm 150$
	Călire superficială (CIF sau flacără)	$HV \approx 5000...6700$	
	Nitrurare în baie sau gaze	$HV \approx 5000...7000$	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1000 \pm 200$
	Nitrurare ionică	$HV \approx 7000...9000$	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1250 \pm 150$
Oțeluri de nitrurare	Nitrurare în gaz	$HV \approx 7000...9000$	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1250 \pm 150$
Oțeluri de cementare	Cementare sau nitrocementare	$HV \approx 6300...7800$ ($HRC \approx 56...63$)	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1450 \pm 150$

Notă. În mod normal $\sigma_{H\,lim\,b}$ se adoptă la mijlocul intervalului. Valoarea maximă se adoptă cînd s-au respectat și au fost controlate toate condițiile referitoare la material și tratamentul termic.

Tabelul A.14-17

Factorii de siguranță minimi admisibili pentru rezistența roților dințate cilindrice

Cerințele funcționării	S_{HP}; $S_{HP\,st}$	S_{FP}; $S_{FP\,st}$
> 99% (foarte mare, cazuri speciale)	1,25 ... 1,5	2 ... 2,5
99% (normală)	1,15	1,25
90% (scăzută)	1,00	1,00

Valorile utilizate în mod normal sînt cele încadrate.

Tabelul A.14-18

Rezistențe admisibile la solicitare de contact σ_{HP} pentru roți melcate, stabilite din condiția de evitare a gripării

Materialul		Tensiunea admisibilă la contact σ_{HP}, MPa, la viteza de alunecare v_g, m/s, de:								
Melcul	Roata melcată	<0,25	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Oțel cementat călit $HRC \geqslant 45$	CuAl 10Fe3T	—	—	184	182	176	170	164	153	141
	CuAl 9Fe5Ni5T	—	—	192	188	184	178	172	160	148
	Fc 150 Fc 200	187	158	130	115	86	—	—	—	—
OLC 35 OLC 60	Fc 100	173	144	115	101	72	—	—	—	—

Tabelul A. 14.10

Tensiuni admisibile la solicitarea de încovoiere σ_{FP} și la solicitarea de contact σ_{HP} pentru materiale folosite la roți melcate

Materialul roții melcate	STAS	Felul turnării *	Caracteristicile mecanice		Tensiunea admisibilă, MPa, pentru duritatea flancurilor melcului de:					
					$D_{RC} < 45$HRC			$D_{RC} \geq 45$HRC		
			σ_r, MPa	$HB_{10/1000}$ min	σ_{FPII}	σ_{FPIII}	σ_{HP}	σ_{FPII}	σ_{FPIII}	σ_{HP}
CuSn14 CuSn10	197/2-83	C N	230 220	80 65	58 40	42 29	190 130	72 50	32 36	225 160
CuSn6Zn4Pb4	197/2-83	N F	180 200	60 70	36 52	26 37	113 165	46 63	33 46	135 198
CuAl10Fe3T	198/2-81	N C	440 490	90 100	82 86	64 70	— —	100 110	76 84	— —
CuAl 9Fe5Ni5T	198/2-81	C	590	120	103	82	—	132	100	—
Fc 100 Fc 150 Fc 200 Fc 250	568-82	N	100 — 160 150 — 250 160 — 270 210 — 270	100 — 150 140 — 190 170 — 210 180 — 240	34 38 43 48	21 24 27 30	— — — —	42 48 54 60	26 30 34 37	— — — —

* N — turnare în nisip; C — turnare în forme metalice; F — turnare centrifugală

Tabelul A. 14-2

$\sigma_{0\,lim}$ la danturile normalizate, îmbunătățite sau călite complet

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea, MPa	$\sigma_{0\,lim}$*, MPa
Fonte nodulare și perlitice		$HB \approx 1500...3000$	$(230+0,067HB)\pm 70$
Oțeluri carbon de îmbunătățire cu C > 0,45%	Normalizare sau îmbunătățire	$HB \approx 1400...2100$	Laminat: $(320+0,05HB)\pm 100$ Turnat: $(250+0,05HB)\pm 100$
Oțeluri aliate de îmbunătățire cu C > 0,32%	Îmbunătățire	$HB \approx 2000...3500$	Laminat: $(385+0,057HB)\pm 100$ Turnat: $(300+0,057HB)\pm 100$
Oțeluri aliate cu C ≈ 0,4 ... 0,55%	Călire completă cu evitarea decarburării	$HRC \approx 45...55$	600 ± 100
Oțeluri aliate cu Ni ⩾ 1%	Călire completă cu posibile decarburări	$HRV \approx 3500...6500$	550 ± 100
Oțeluri aliate cu Ni < 1%			500 ± 100

* Dacă dantura se durifică prin deformare, σ_0 se mărește cu 20%

Tabelul A.14-2i

$\sigma_{0\,lim}$ la danturile nitrurate

Materialul danturii	Tratamentul termochimic	Duritatea		$\sigma_{0\,lim}$, MPa
		Miezul	Flancul în zona de racordare	
Oțeluri de nitrurare cu aluminiu	Nitrurare în gaz	$HV \approx 2400...3900$ $HRC \approx 24...40$	$HV \approx 7000...9000$ $HRC \approx 57...65$	800 ± 200
Oțeluri aliate de îmbunătățire	Nitrurare în gaz sau baie	$HV \approx 2400...3900$ $HRC \approx 24...40$	$HV \approx 5000...7000$ $HRC \approx 47...57$	650 ± 200
	Nitrurare ionică	$HV \approx 2400...3900$ $HRC \approx 24...40$	$HV \approx 7000...9000$ $HRC \approx 57...65$	800 ± 200

Observație. σ_0 este garantat pentru următoarele condiții:

a. Grosimea stratului de difuzie pentru oțeluri cu aluminiu este de $0,07\ m_n ... 0,1\ m_n$; pentru oțelurile aliate fără aluminiu de $0,1\ m_n ... 0,13\ m_n$.

b. În structura stratului de difuzie nu apare rețea nitridică sau faza ε.

Dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, σ_0 se va reduce cu 20%.

Tabelul A.14-22

$\sigma_{0\,lim}$ la oțelurile cementate sau nitrocementate

Materialul danturii	Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea flancului în zona de racordare	$\sigma^{***}_{0\,lim}$, MPa
Oțeluri aliate cu Ni > 1% și Cr ≤ 1%	Se asigură controlul și reglarea carburării, iar C ≈ 0,75 ÷ 1,1%	*HRC* ≈ 57...63	950* (revenire înaltă înainte de călire în mediu neoxidant
Celelalte mărci de oțeluri aliate			850*
Toate mărcile de oțeluri aliate	Nu se asigură controlul și reglarea carburării, iar C ≈ 0,6 ÷ 1,4%	*HRC* ≈ 56...63	800*
Oțeluri aliate cu Ni > 1%	Sînt posibile decarburări	*HRC* ≈ 55...63	800*
Celelalte mărci de oțeluri aliate			700*
Oțeluri Cr-Mn-Mo	Nitrocementare cu C ≈ 0,7 ÷ 1% și N ≈ 0,15 ÷ 0,5%	*HRC* ≈ 57...63	950**
Oțeluri fără Mo			750**

* $\sigma_{0\,lim}$ este garantat pentru următoarele condiții:

a. Grosimea stratului de difuzie în zona de racordare este $0{,}280\ m_n - 0{,}007\ m_n^2 \pm 0{,}2$ mm, la $m_n \leq 20$ mm.

b. Duritatea miezului dintelui la baza lui este 30—45 *HRC*.

c. Grăuntele de austenită din stratul de difuzie nu este mai mare decît clasa 5.
Dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim}$ se va micșora cu 25%.

** $\sigma_{0\,lim}$ este garantat pentru următoarele condiții:

a. Grosimea stratului de difuzie în racordare este $0{,}13\ m_n - 0{,}2\ m_n$, dar mai mic decît 1,2 mm.

b. Duritatea miezului dintelui la baza lui este 30—45 *HRC*.

c. Grăuntele de austenită primară din stratul de difuzie nu este mai mare decît clasa 6!
Dacă cel puțin una din aceste condiții nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim}$ se va micșora cu 25%.

*** Dacă dantura se rectifică după cementare, se reduce $\sigma_{0\,lim}$ cu 25%, iar dacă se durifică prin deformare se mărește $\sigma_{0\,lim}$ cu 15%.

Tabelul A.14-23

$\sigma_{0\,lim}$ la danturile îmbunătățite și călite prin inducție sau cu flacără

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea		$\sigma_{0\,lim}$,[5] MPa
		Miezul	Flancul în zona de racordare	
Oțeluri aliate cu $C \approx 0{,}35...0{,}5\%$ și $Ni \geqslant 1\%$	Stratul călit urmărește forma golului	$HRC \approx 25...35$	$HRC \approx 48...58$	750[1][2]
Oțeluri aliate cu $C \approx 0{,}35...0{,}45\%$		$HB \approx 2500...3300$	$HV \approx 5000...6700$	700[1][2]
Oțeluri aliate cu $C \approx 0{,}35...0{,}45\%$ și $Ni \geqslant 1\%$	Stratul călit cuprinde întreaga secțiune a dintelui și o parte din corpul roții	$HRC \approx 48...55$ $HV \approx 5000...6150$		700[3][4]
Oțeluri aliate cu $C \approx 0{,}35...0{,}45\%$				600[3][4]
Oțeluri carbon și aliate	Zona de racordare nu este călită	Partea necălită a dintelui $HB \approx 2000...3000$		500

1) Grosimea stratului călit în zona de racordare este $0{,}2\ m_n...0{,}4\ m_n$.
2) În structura stratului călit lipsește ferita.
Dacă cel puțin una dintre condiții nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim}$ se micșorează cu 30%.
3) Grosimea stratului călit în golul dintre dinți este $0{,}5\ m_n...1{,}0\ m_n$.
4) În structura stratului călit lipsește ferita.
Dacă cel puțin una dintre condiții nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim}$ se reduce cu 25%.
5) Dacă dantura se durifică prin deformare, se mărește, $\sigma_{0\,lim}$ cu 20%

Tabelul A. 14-24

Factorul de dimensiune pentru solicitarea de încovoiere Y_X

Materialul	Factorul de dimensiune Y_X pentru solicitarea de încovoiere
Oțeluri de construcție și oțeluri îmbunătățite Fonte nodulare Fonte maleabile	$5 < m_n < 30$, $Y_X = 1{,}03 - 0{,}006\ m_n$ $30 \leqslant m_n$, $Y_X = 0{,}85$
Oțeluri durificate superficial	$5 < m_n < 30$, $Y_X = 1{,}05 - 0{,}01\ m_n$ $30 \leqslant m_n$, $Y_X = 0{,}75$
Fonte cenușii	$5 < m_n < 25$, $Y_X = 1{,}075 - 0{,}015\ m_n$ $25 \leqslant m_n$, $Y_X = 0{,}7$

Observații. 1. La oboseală pentru toate materialele și $m_n \leqslant 5$, $Y_X = 1$.
2. La solicitare statică $Y_X = 1$.

Tabelul A.14-25

Valori optime pentru Ψ_d la angrenajele cilindrice interschimbabile

Duritatea flancurilor	Amplasarea pinionului		Treapta de precizie după criteriul contactului între dinți		
			5–6	7–8	9–10
Una sau ambele danturi cu $HB \leqslant 3500$ MPa	Între reazeme	Simetric	1,3–1,4	1,0–1,2	0,7–0,8
		Asimetric	1,0–1,2	0,7–0,9	0,5–0,6
	În consolă		0,7–0,9	0,5–0,6	0,3–0,4
Ambele danturi cu $HB > 3500$MPa (durificate superficial)	Între reazeme	Simetric	0,8–0,6	0,6–0,5	0,5–0,4
		Asimetric	0,6–0,5	0,5–0,4	0,4–0,3
	În consolă		0,5–0,4	0,4–0,3	0,3–0,2

Observații. 1. S-au considerat arborii, lagărele și carcasele în construcție normală, rigide.
2. $\psi_a = 2\psi_d/(u+1)$; $\psi_m = \psi_d z_1$.

Tabelul A.14-26

Valori ψ_{dm} recomandate la angrenajele conice

Raportul de transmitere i	Valoarea maximă $\psi_{dm} = b_w/d_{m1}$			
	Pentru a garanta $\psi_{Rm} = b_w/R_m \leqslant 0,35$ ($\psi_{Re} = b_w/R_e \leqslant 0,3$)	Pentru a garanta $b_w/m_{nm} \leqslant 12$		
		$z_1 = 13$	$z_1 = 20$	$z_1 \geqslant 25$
1	0,25			
1,5	0,32			
2	0,40			
3	0,57			
4	0,74	0,80	0,60	0,48
5	0,92			
6	1,10			
7	1,27			

Observații. 1. Dintre recomandările pentru ψ_{dm} referitoare la garantarea lui ψ_{Rm} sau b_w/m_{nm} se adoptă valoarea cea mai mică.

2. $\psi_d \approx \frac{5}{6}\psi_{dm}$

Tabelul A.14-27

Recomandări pentru elementele geometrice principale ale angrenajului melcat

Elementul adoptat \ Raportul de transmitere	$i = z_2/z_1$	10–22	23–40	Peste 40
Numărul de dinți la melc	z_1	4 – 2	2 – 1	1
Numărul de dinți la roata melcată	z_2	21–60, de preferat 20–40		i
Deplasarea de profil	x_2	$-0,5 \leqslant x_2 \leqslant 0,5$ (normal zero)		
	d_{01}/a_w	0,55–0,30		

14.7. Ungerea, calculul la gripare și calculul termic al reductoarelor cu roți dințate

Indicații referitoare la adoptarea materialelor de ungere și a sistemului de ungere pentru reductoarele cu roți dințate se prezintă în tabelul 14.99.

Relațiile și metodica de calcul a randamentelor angrenajelor și reductoarelor cu roți dințate sînt date în tabelul 14.100. Calculul la gripare al angrenajelor cilindrice și conice este indicat în tabelul 14.101, iar în tabelul 14.102 se prezintă calculul termic al reductoarelor cu roți dințate [6, 11, 15, 18, 27, 40].

Notațiile și simbolurile utilizate sînt precizate la începutul § 14.5.

Tabelul 14.99

Ungerea și materialele de ungere pentru reductoarele cu roți dințate [12, 17, 26]

Elementul de adoptat	Recomandări
1. Adoptarea materialului de ungere	$v_t = 0 \ldots 0{,}4$ m/s — grafit sau bisulfură de molibden; $v_t = 0 \ldots 0{,}8$ m/s — unsoare; $v_t = 0{,}8 \ldots 4$ m/s — unsoare sau ulei; $v_t > 4$ m/s — uleiuri minerale sau sintetice, aditivate sau neaditivate
2. Alegerea tipului de ulei, inclusiv viscozitatea uleiului	Trebuie precizat gradul de aditivare și viscozitatea uleiului (bineînțeles sînt și alte proprietăți ale uleiurilor de considerat). La angrenajele cilindrice și conice se pot utiliza și uleiuri neaditivate, dar se preferă uleiurile aditivate. Uleiurile pentru angrenaje sînt precizate în tabelul A.14-28, iar recomandări pentru alegerea viscozității sînt date în tabelul A.14-29 pentru angrenajele cilindrice și conice și tabelul A.14-30 pentru angrenajele melcate
3. Alegerea sistemului de ungere	a. *Ungerea prin imersiune* (barbotare) se utilizează pentru $v_t \leq 12 \ldots 15$ m/s. Trebuie să se scufunde în baia de ulei cîte o roată de la fiecare treaptă. Adîncimea de scufundare este minim 1 modul sau 10 mm și maxim 6 module la treapta rapidă, iar roata ultimei trepte pînă la 1/3 din diametrul ei sau 100 mm. La angrenajul conic, dintele trebuie să se afle în ulei pe toată lățimea lui. La angrenajul melcat cu melcul dedesubt, nivelul uleiului ajunge la corpurile de rulare ale rulmenților. Cantitarea de ulei din baie este 0,35 ... 0,7 litri pentru fiecare kilowat transmis, iar perioada de schimbare a uleiului, în cazul unei etanșări bune, este de 2500 la 3000 ore de funcționare. b. *Ungerea cu circulație forțată* a uleiului se utilizează la $v_t < 20$ m/s prin pulverizarea uleiului direct pe dinții roților în zona de angrenare și la $v_t > 20$ m/s într-o zonă plasată înainte de angrenare. Timpul de recirculare a uleiului este de 0,5 la 2,5 min, cînd uleiul este pompat din baia de ulei și de 4 la 30 min, cînd există un circuit exterior de ulei

Tabelul 14.100

Relațiile și metodica de calcul a randamentelor angrenajelor și reductoarelor cu roți dințate [9, 16, 19, 26]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1. Randamentul total al unui reductor cu k trepte de reducere, η_t	Randamentul unui reductor într-o treaptă este $\eta = 1 - (\Psi_a + \Psi_l^2 + \Psi_u + \Psi_v) = \eta_a \eta_l^2 \eta_u \eta_v$, iar al unui reductor cu k trepte de reducere: $\eta_t = \prod_1^k \eta_{ay} \prod_1^{2(k+1)} \eta_{ly} \prod_1^n \eta_{uy}\, \eta_v$, (14.75) considerîndu-se: k angrenaje ($y \in \{1; k\}$; $2(k+1)$ lagăre de sprijin (fiecare arbore în două lagăre, deci $y \in \{1; 2(k+1)\}$; n roți care se scufundă în baia de ulei și un ventilator montat pe arborele de intrare. Valori orientative pentru randamentele totale ale reductoarelor cilindrice și conice se dau în tabelul A.14-31
1.1. Randamentul angrenării dinților η_a	a. *Angrenajul cilindric cu dinți drepți sau înclinați* $\eta_a = 1 - \frac{\pi \mu_a \varepsilon_\alpha}{f \cos \beta} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$, (14.76) semnul minus pentru angrenajul interior. $f = 2$ pentru angrenajele cu dinți drepți și în perioada de rodaj și pentru cele cu dinți înclinați și în V; $f = 5$ pentru angrenajele cu dinți înclinați și în V bine rodate; $f = 2 \ldots 3$ pentru $v > 15$ m/s (angrenaje de mare viteză). μ_a — tabelul A.14-32. b. *Angrenajul conic cu dinți drepți, înclinați sau curbi* $\eta_a = 1{,}5 \left[1 - \frac{\pi \mu_a \varepsilon_{\alpha v}}{f \cos \beta} \left(\frac{1}{z_{v1}} \pm \frac{1}{z_{v2}} \right) \right]$, (14.77) deci se calculează la angrenajul cilindric înlocuitor (indice v) c. *Angrenajul cu melc cilindric* $\eta_a = \operatorname{tg} \gamma_{01} / \operatorname{tg} (\gamma_{01} + \varphi'_a)$, (14.78) sau se citește din fig. A.14-28. $\varphi'_a = \operatorname{arctg} \mu'_a = \operatorname{arctg} (\mu_a / \cos \gamma_{01})$. μ'_a — din fig. A.14-29 pentru cazul cînd roata melcată este din bronz cu staniu 10—12% și melcul din oțel. Pentru cazul cînd roata melcată este din fonte de antifricțiune sau bronzuri cu zinc sau aluminiu, se mulțiplică valorile cu 1,15, pentru roți din aluminiu sau fonte cenușii cu 1,33, iar din oțel cu 2.

Tabelul A.14-100 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1.2. Randamentul lagărelor reductorului η_l	Se calculează separat pentru fiecare lagăr $$\eta_l = 1 - \frac{\mu_l R_l d_l \omega/(2 \cdot 10^4)}{P_{il}}, \quad (14.79)$$ μ_l — coeficientul de frecare al lagărului — valori în „Îndrumar de proiectare în construcția de mașini" vol. I], cap. 4 (lagăre cu alunecare) și cap. 5 (lagăre cu rostogolire); R_l — reacțiunea din lagăr, în N; d_l — diametrul fusului, în mm; ω — viteza unghiulară a fusului, în s^{-1}; P_{il} — puterea de intrare la fusul lagărului, în kW. Valori orientative pentru μ_l la lagărele cu alunecare în tabelul A.14-33, iar la rulmenți din fig. A.14-30
1.3. Randamentul datorită antrenării (barbotării) uleiului η_u	Se calculează separat pentru fiecare roată scufundată în ulei $$\eta_u = 1 - P_u/P_i = 1 - [bhv^{3/2}/1{,}3 \cdot 10^4]/P_i, \quad (14.80)$$ unde: b este lățimea roții dințate, în mm; h — adîncimea de scufundare, în mm; v — viteza periferică a roții, în m/s; P_i — puterea transmisă de roata respectivă, în kW. La ungerea prin jet de ulei, $\eta_u \approx 1$. *Notă.* La reductoarele cu încărcare nominală sau mare, $\eta_u \approx 1$
1.4. Randamentul datorită puterii consumată de ventilator η_v	$$\eta_v = 1 - P_v/P_i = 1 - 0{,}3 \cdot 10^{-3} v_v^2/P_i, \quad (14.81)$$ unde v_v este viteza periferică a paletelor ventilatorului, în m/s

Tabelul 14.101

Relațiile și metodica de calcul la gripare a angrenajelor cilindrice și conice [18, 40]

Metoda temperaturii momentane (metoda Blok)

Relațiile de calcul	Recomandări
Angrenaje cilindrice	
Temperatura momentană de contact, în °C, $$t_M = t_m + t_F \leqslant t_G. \quad (14.82)$$	Metoda Blok se utilizează la angrenajele unse cu uleiuri minerale neaditivate, sau slab aditivate (nu cu aditiv EP)
Temperatura masei roților dințate, în °C, $$t_m = t_{ulei} + 0{,}11 w_t. \quad (14.83)$$	t_{ulei} — temperatura de aducere a uleiului pe flancuri

Tabelul 14.101 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
Forța tangențială reală pe unitatea de lățime a danturii, în N/mm $w_t = F_t K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{G\gamma} / b_w.$ (14.84)	$F_t K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}$ — relația (14.1) și §14.5.
Factorul influenței înclinării dintelui pentru gripare: $K_{G\gamma} = 1$, pentru $\varepsilon_\gamma \leqslant 2$; $K_{G\gamma} = 1 + 0{,}2\sqrt{(\varepsilon_\gamma - 2)(5 - \varepsilon_\gamma)}$, pentru $2 < \varepsilon_\gamma < 3{,}5$; $K_{G\gamma} = 1{,}3$, pentru $\varepsilon_\gamma \geqslant 3{,}5$.	La angrenajul conic se ia $\varepsilon_{\gamma v}$
Temperatura fulger de contact, în °C, $t_F = 2{,}4\,\mu X_G X_\Gamma \frac{w_t^{3/4} \cdot v_t^{1/2}}{a_w^{1/4}}$. (14.85)	v_t, în mm/s; a_w, în mm (la conic a_{we}).
La angrenajele cilindrice cu dinți drepți t_F se calculează în punctele A, B, D și E, iar la dinții înclinați în A și E pe linia de angrenare și se reține valoarea maximă pentru t_F.	Valorile coordonatei Γ care caracterizează aceste puncte rezultă din tabelul A.14-34.
Factorul geometric: $X_G = 0{,}5(u+1)^{1/2} \frac{\left\lvert\sqrt{1+\Gamma} - \sqrt{1-(\Gamma/u)}\right\rvert}{\sqrt[4]{1+\Gamma} \cdot \sqrt[4]{u-\Gamma}}$ (14.86)	v. și fig. A.14-31
pentru angrenajul exterior; $X_G = 0{,}5(u-1)^{1/2} \frac{\left\lvert\sqrt{1+\Gamma} - \sqrt{1+(\Gamma/u)}\right\rvert}{\sqrt[4]{1+\Gamma} \cdot \sqrt[4]{u+\Gamma}}$ (14.87)	v. și fig. A.14-32
pentru angrenajul interior. Factorul de repartiție: a) dinți fără flancare $X_{\Gamma A} = \frac{1}{3} + \frac{\Gamma - \Gamma_A}{3(\Gamma_B - \Gamma_A)}$; $X_{\Gamma E} = \frac{1}{3} + \frac{\Gamma_E - \Gamma}{3(\Gamma_E - \Gamma_D)}$; (14.88)	Se calculează numai pentru punctele A și E ($X_{\Gamma A}$ și $X_{\Gamma E}$). $X_{\Gamma B} = X_{\Gamma D} = 1$
b) dinți cu flancare $X_{\Gamma A} = (\Gamma - \Gamma_A)/(\Gamma_B - \Gamma_A)$; (14.89) $X_{\Gamma E} = (\Gamma_E - \Gamma)/(\Gamma_E - \Gamma_D)$.	

Tabelul 14.101 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
Coeficientul local de frecare:	$R_{a0} = 0{,}35$ μm — rugozitatea roților încercate
$$\mu = 0{,}12\left(\frac{w_t R_{a0}}{\eta_0 v_\Sigma \rho_{red}}\right)^{0{,}25} X_R X_\eta \quad (14.90)$$	η_0 — viscozitatea dinamică a uleiului la 100°C
$$\rho_{red} = \frac{(1+\Gamma)(u-\Gamma)}{(u+1)^2}\, a_w \frac{\sin\alpha_{wt}}{\cos\beta_b} \quad (14.91)$$	ρ_{red} se determină în punctele A, B, D și E
$$v_\Sigma = v_{\rho 1} + v_{\rho 2} = [2 + \Gamma - (\Gamma/u)]\, v_t \sin\alpha_{wt}$$	
$$X_R = (R_a/R_{a0})^{0{,}25} \quad (14.92)$$	$R_a \approx R_t/6$ — rugozitatea roților de calculat
$$X_\eta = (\eta_0/\eta_m)^{0{,}25} \quad (14.93)$$	η_m — viscozitatea dinamică a uleiului la temperatura t_m a masei roților
Temperatura de gripare, t_G, în °C:	
$$t_G = X_W\, t_{critic}$$	t_{critic} — din fig. A.14-33 X_W — tabelul A.14-35

Angrenaje conice

Calculul la gripare are aceeași metodică și relații ca la angrenajele cilindrice. Calculul angrenajului conic cu dinți drepți se face pe angrenajul cilindric înlocuitor cu dinți drepți la jumătatea danturii (indici v și m), iar angrenajul conic cu dinți curbi se transformă într-un angrenaj cilindric (indice v) cu dinți înclinați cu unghiul β_m.

Relația (14.91) devine

$$\rho_{red\,v} = \frac{(1+\Gamma)(u^2-\Gamma)}{(u^2+1)^2}\, a_{wv} \frac{\sin\alpha_{wtv}}{\cos\beta_{bv}} \qquad u_v = u^2$$

Relația (14.86) devine

$$X_G = 0{,}5(u^2+1)^{1/2} \frac{\left|\sqrt{1+\Gamma} - \sqrt{1-(\Gamma/u^2)}\right|}{\sqrt[4]{1+\Gamma}\cdot\sqrt[4]{u^3-\Gamma}} \qquad u_v = u^2$$

Metoda Niemann [26]

Se poate folosi pentru toate tipurile de uleiuri (chiar și sintetice sau aditivate cu EP).

Angrenaje cilindrice

Presiunea test de gripare, K_{test}, în MPa	A rezultat din încercări cu angrenaje cu o anumită geometrie și anumite uleiuri, obținîndu-se momentele de gripare M_{test} în N · mm din tabelul A.14-36, respectiv K_{test} din fig. A.14-34. (sînt necesare încercări pentru alte mărci de uleiuri)

Tabelul 14.101 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
Presiunea de gripare pentru angrenajul de calculat, K_G în MPa: $K_G = K_{test} \cos^4 \beta_b / Y_G$ (14.94)	$K = 2{,}86\ \sigma_H^2/E$ — tensiunea de contact Stribeck
Factorul caracteristic al angrenajului de verificat: $Y_G = \left(\frac{12{,}7}{d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}\right)^2 \left[1+\left(\frac{g_{f\,max}}{10}\right)^4\right] \sqrt{m_n}$ (14.95)	$g_{fmax} = \max\{g_{ft_1};\ g_{ft_2}\}$
Factorul de siguranță la gripare $S_G = K_G/K_{ef} \geq S_{GP}$ (14.96)	$K_{ef} = 2{,}86\ \sigma_H^2/E$, cu σ_H din tabelul 14.90. $S_{GP} = 3 \ldots 5$, factor de siguranță admisibil
Angrenaje conice	
Angrenajul conic se înlocuiește cu angrenajul cilindric înlocuitor la diametrul mediu și la acesta se aplică metodica prezentată la angrenajele cilindrice	

Tabelul 14.102

Calculul termic al reductoarelor cu roți dințate [6, 11, 15, 19, 30]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
1. Ecuația de bilanț termic a reductorului	$P_{pierdută\ prin\ frecare} = P_{evacuată\ prin\ carcasă}$, deci $P_i(1-\eta_t) = KS(t_f - t_0)$, (14.97) sau $t_f = t_0 + [P_i(1-\eta_t)/KS] \leq t_{fa}$ (14.98) t_0 — temperatura aerului înconjurător (se adoptă valoarea maximă din timpul funcționării reductorului — de exemplu vara $t_0 \approx 35°C$). P_i — puterea de intrare în reductor, în kW; η_t — randamentul total — v. tabelul 14.100; K — coeficientul global de transmitere a căldurii prin carcasa reductorului, în kW/(m² · grad), valori în tabelul A.14-37. S — suprafața carcasei reductorului răcită de aer, în m². Dacă există nervuri se adună și jumătate din suprafața nervurilor, iar dacă reductorul este montat pe o fundație metalică, sau suspendat, se adună și suprafața bazei reductorului. t_{fa} — temperatura admisibilă de funcționare a reductorului; în general $t_{fa} \leq 90°C$

Tabelul 14.102 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
2. Puterea maximă transmisă de reductor numai prin răcirea naturală cu aer P_{iT}, kW	$$P_{iT} = KS(t_{fa} - t_0)/(1 - \eta_t) \qquad (14.99)$$
3. Soluții pentru a realiza funcționarea termică bună a reductorului	Dacă din relația (14.98) rezultă $t_f > t_{fa}$, se adoptă următoarele soluții: **a.** Se nervurează carcasa și se mărește astfel suprafața S. **b.** Se montează un ventilator pe arborele de intrare care suflînd aer mărește pe K. Relația (14.97) devine: $$P_i(1 - \eta_t) = [K(S - S_v) + K_v S_v](t_f - t_0), \qquad (14.100)$$ unde: S_v este suprafața carcasei ventilate de aerul trimis de ventilator, în m²; $K_v = 14\, v_{aer}^{1/2}$ — coeficientul de transfer termic pentru suprafața ventilată, în kW/(m² · grd), cu $v_{aer} \approx n/200$ — viteza aerului ventilat, în m/s; n — turația ventilatorului, în rot/min. $$t_f = t_0 + \{P_i(1 - \eta_t)/[K(S - S_v) + K_v S_v]\}, \qquad (14.101)$$ respectiv $$P_{iT} = [K(S - S_v) + K_v S_v](t_{fa} - t_0)/(1 - \eta_t). \qquad (14.102)$$ c. Se montează serpentină de răcire în baia de ulei, care va evacua surplusul de putere pierdută, deci $$P_{ev\ apă} = P_p - P_{ev\ aer} = P_i(1 - \eta_t) - [K(S - S_v) + K_v S_v](t_f - t_0) = V_{apă}\Delta_{t\ apă},$$ unde: $\Delta_{t\ apă} = 6 \ldots 10^0$ este creșterea temperaturii apei în serpentină; $V_{apă}$ — debitul apei în serpentină, în l/s. Se adoptă în general viteza apei în serpentină $w_{apă} \approx (0{,}5 \ldots 1)$ m/s, iar diametrul țevii $d \approx (10 \ldots 30)$ mm, relația de legătură fiind $$w_{apă} = 4 \cdot 16{,}66\, V_{apă}/\pi d^2.$$ Suprafața necesară a serpentinei pentru răcire, în m², este $$S_s = \frac{P_i(1 - \eta_t) - [K(S - S_v) + K_v S_v](t_f - t_0)}{K_s(t_f - t_{apă\ m})},$$ unde: $K_S = 0{,}14(1 + w_{apă}^{1/2})$, în kW/(m² · grd) este coeficientul de transfer termic prin serpentină de la ulei la apă; $t_{apă\ m} = t_i + 0{,}5\, t_{apă} \approx t_i$ este temperatura medie a apei. d. Se realizează ungere în circuit și răcirea exterioară a uleiului într-un schimbător de căldură. Debitul necesar de ulei de răcire, în dm³/min, este $$V_{ulei} = P_i(1 - \eta_t) - [K(S - S_v) + K_v S_v](t_f - t_0)/(60 c_u \Delta t_u), \qquad (14.103)$$ unde: $c_u = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ kW · h/(kg · grd) este căldura specifică a uleiului; $\Delta t_u = 10 \ldots 20°$, cînd uleiul este răcit într-un schimbător de căldură și $3 \ldots 5°$, cînd nu este răcit în schimbător de căldură.

Tabelul 14.102 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	Observație. Dacă transmisia are sarcini și turații variabile, în relația (14.97) se introduce în loc de P_i valoarea $P_{im} = P_{i1}h_1 + P_{i2}h_2 + \ldots / (h_1 + h_2 + \ldots)$, unde P_{i1} este puterea de intrare în perioada de h_1 [ore] cu n_1[rot/min] ș.a.m.d.
4. Determinarea distanței minime necesare dintre axe pentru ca reductorul să funcționeze cu răcire naturală cu aer	**a.** La reductoarele staționare cu melc cilindric, nervurate și fără ventilator, cu melcul așezat sub roată, s-a stabilit între suprafața de evacuare a căldurii și distanța dintre axe relația $S = 115\,a^{1,7}$. (14.104) Dacă în relația (14.97) se înlocuiește relația (14.104) rezultă distanța dintre axe minimă necesară din punctul de vedere termic: $a_{T\,min} = 12\,000\{P_i(1-\eta)/[K(t_{fa} - t_0)]\}^{0,6}$. (14.105) Dacă există ventilator, se adoptă în loc de K valoarea $2K$, iar dacă melcul este deasupra roții se ia $0{,}8K$. **b.** Și la reductoarele cilindrice sau conice se pot determina distanțele dintre axe necesare termic, dar, în general, acestea sînt mai mici decît cele necesare din punctul de vedere al solicitării de contact a flancurilor și astfel nu se calculează

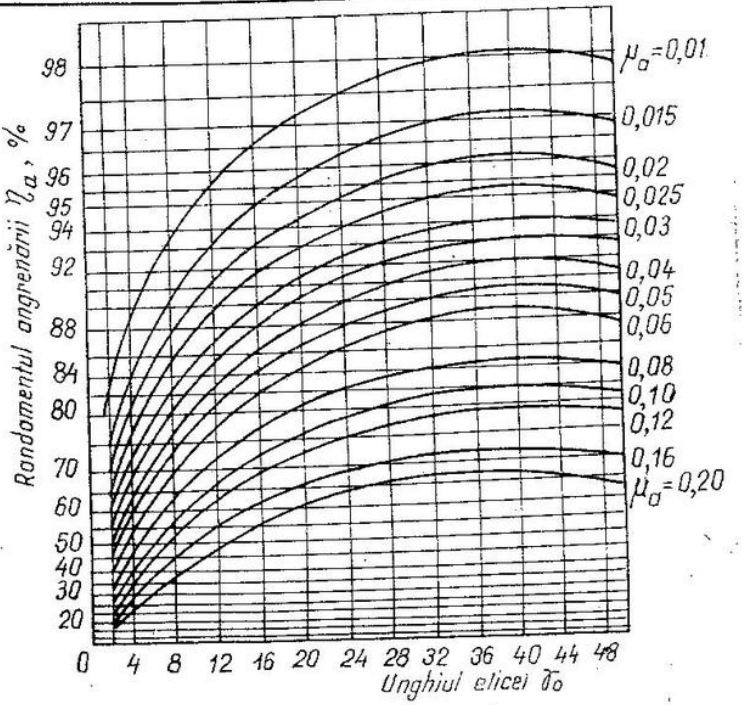
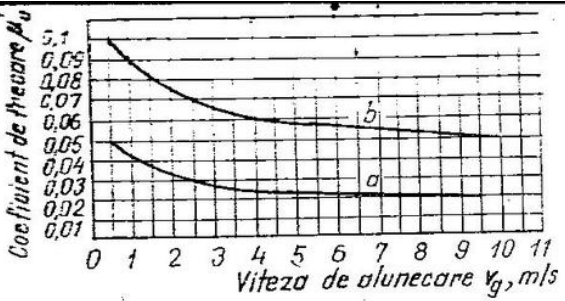


Fig. A.14-28. Randamentul angrenajului melcat.



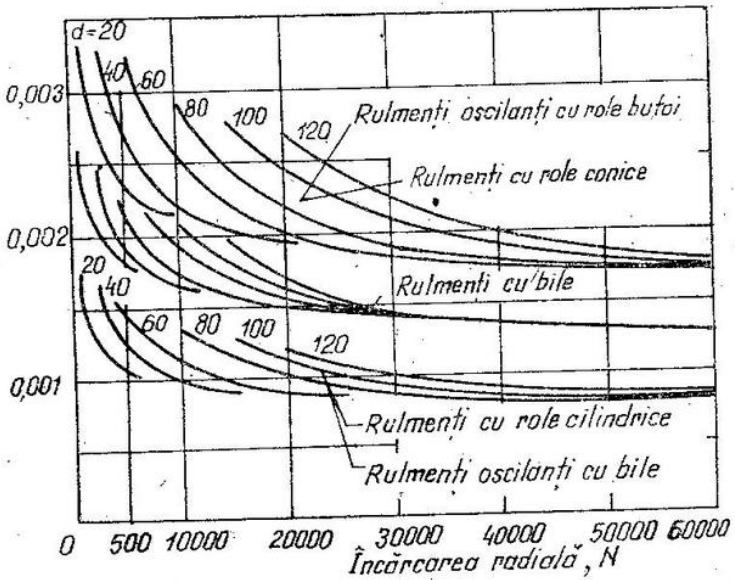


Fig. A.14-30. Coeficientul de frecare μ la diferite tipuri de rulmenți [26].

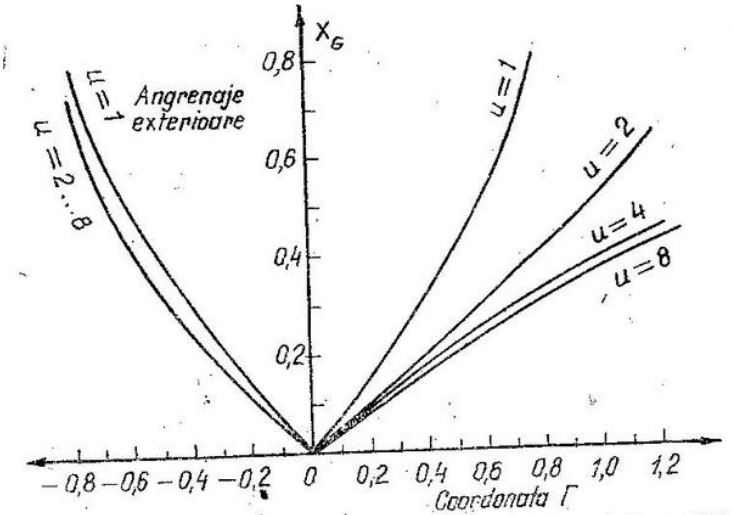


Fig. A.14-31. Factorul geometric X_G la angrenajele exterioare [40].

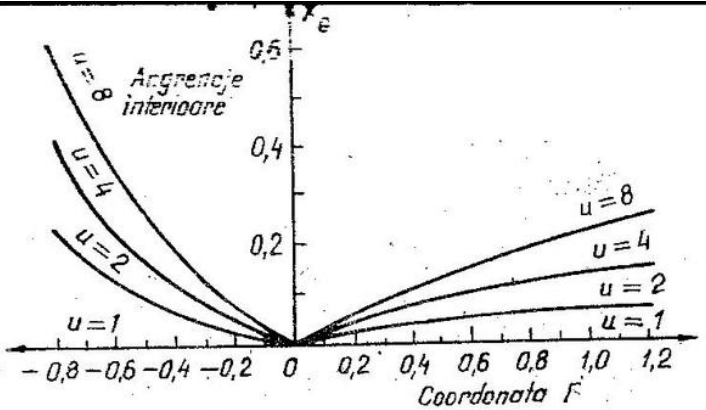


Fig. A.14-32. Factorul geometric X_G la angrenaje interioare [40].

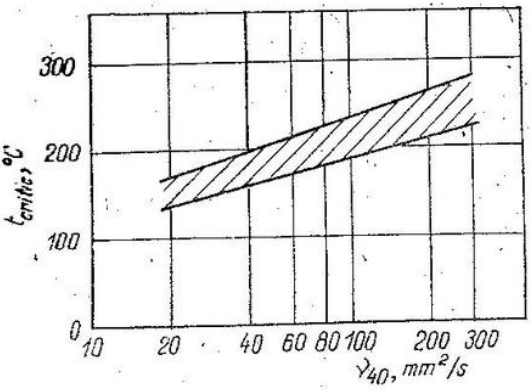


Fig. A.14-33. Temperatura critică de gripare t_{crit} la uleiuri neaditivate și oțeluri călite [40].

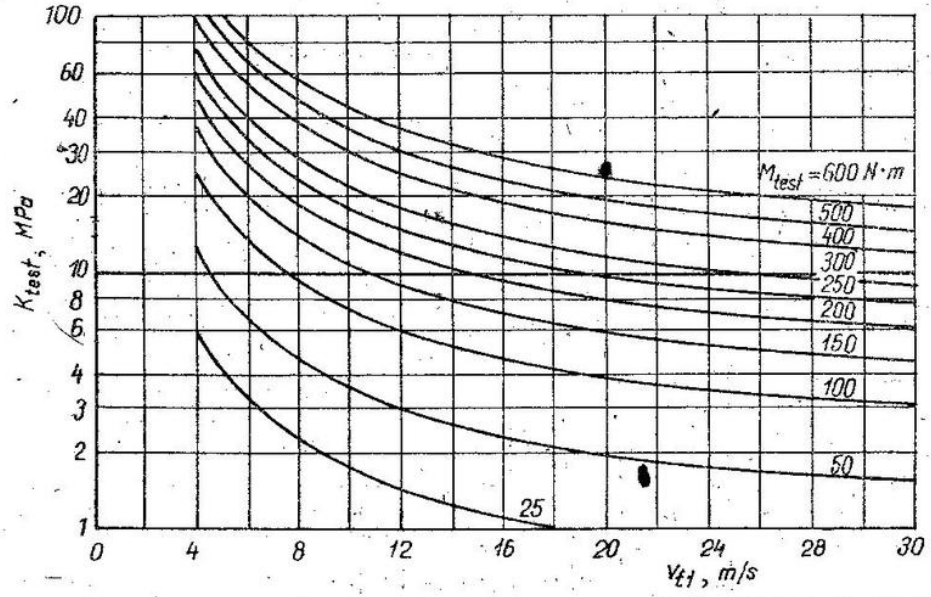


Fig. A.14-34. Valoarea presiunii test de gripare, K_{test}, pentru diferite uleiuri, în funcție de M_{test} [26].

Tabelul A. 14-28

Uleiuri pentru angrenaje

Uleiuri pentru transmisii industriale (STAS 10588-76)

Simbolul	Viscozitatea în $mm^2 \cdot s^{-1}$ (cSt) la 50°C		Compoziția	Destinația
	min	max		
TIN 25 EP	21	26	Ulei mineral rafinat cu aditivi moderați de EP, antioxidanți, antirugină și antispumanți	Pentru transmisiile industriale (TIN), cele de la mașini-unelte, laminoare, reductoare stabile. La danturi din oțel sau fontă $t_{max} \leqslant 80°C$, iar la bronz $t_{max} \leqslant 60°C$
TIN 42 EP	37	45		
TIN 55 EP	50	57,5		
TIN 82 EP	82	90		
TIN 125 EP	125	140		
TIN 200 EP	200	220		
TIN 300 EP	260	320		
TIN 210 EPC	210	225	Are și aditiv pentru a nu coroda bronzul	În special pentru angrenajele melcate

Uleiuri pentru transmisiile autovehiculelor (simbol T)

Simbolul	Viscozitatea la 100°C, cSt		
	min	max	
T 75 W	4,1	—	Uleiul se poate utiliza neaditivat (de exemplu T 90) sau moderat aditivat (T 90 EP2) sau puternic aditivat (T90EP3). T 75 W/90 EP3-ulei pentru transmisiile autovehiculelor, multigrad, care satisface condițiile de vîscozitate ale claselor de viscozitate SAE cuprinse în intervalul clasei 75W la clasa 90, aditivat la nivelul EP3
T 80 W	7	—	
T 85 W	11	—	
T 90	13,5	24	
T 140	24	41	
T 250	41	—	

Alte tipuri de uleiuri industriale pentru angrenaje

Simbolul	Viscozitatea la 100 C°, cSt		STAS	
C 255	20	30	385-70	Se recomandă la viteze relativ mici, temperaturi de funcționare și sarcini mari
C 265	30	40		
C 285	32	55		
C 315	45	65		
UPS 25	20 la 50°C	30 la 50°C	10580-76	

Tabelul A.14-29

Recomandări privind alegerea viscozității uleiurilor pentru ungerea angrenajelor cilindrice și conice

Materialul roții dințate	σ_r, MPa	Viscozitatea cinematică ν la 50°C, cSt, la viteza v, m/s, de:							Relația de calcul
		< 0,5	0,5–1	1–2,5	2,5–5	5–12,5	12,5–25	>25	
Materiale plastice, fontă, bronz	—	TIN 125	TIN 125	TIN 82	TIN 55	TIN 42	TIN 32		$\nu_{50°C} = 100/v^{0,4}$
Oțel normalizat sau îmbunătățit	450–1 000	TIN 200	TIN 125	TIN 125	TIN 82	TIN 55	TIN 42	TIN 32	$\nu_{50°C} = 125/v^{0,4}$
	1 000–1 250	TIN 300	TIN 300	TIN 200	TIN 125	TIN 82	TIN 55	TIN 42	$\nu_{50°C} = 200/v^{0,4}$
	1 250–1 500	TIN 300	TIN 300	TIN 300	TIN 200	TIN 125	TIN 82	TIN 55	$\nu_{50°C} = 300/v^{0,4}$
Oțel durificat superficial		TIN 300	TIN 300	TIN 300	TIN 200	TIN 125	TIN 82	TIN 55	$\nu_{50°C} = 300/v^{0,4}$

Observații. 1. Recomandările sînt valabile pentru reductoare în carcase închise cu $t_f = 45$ la 90°C.

2. La reductoarele cu mai multe trepte, viscozitatea necesară se adoptă ca medie a viscozităților necesare primei și ultimei trepte.

3. Valorile indicate sînt valabile pentru temperaturi ale mediului ambiant $t_0 = 10 \ldots 50$°C. Pentru $t_0 = (-10 \ldots +10)$°C se adoptă uleiul cu viscozitatea următoare mai mică.

Tabelul A.14-30

Recomandări privind alegerea viscozității uleiurilor pentru ungerea angrenajelor melcate

Cuplul de materiale	Viscozitatea cinematică $\nu_{50°C}$, cSt, la viteza v_t, m/s de:						
	Pînă la 0,5	0,5–1	1–2,5	2,5–5	5–12,5	12,5–25	Peste 25
Melcul din oțel durificat superficial, iar roata melcată din aliaje de bronz cu staniu sau aluminiu	TIN 300EP	TIN 300EP	TIN 200EP	TIN 125EP	TIN 82EP	TIN 55EP	TIN 42EP
Sistemul de ungere	Ungere prin barbotare cu melcul sau cu inele de ungere				Ungere prin barbotare sau circuit	Ungere prin circuit cu presiunea, MPa, de:	
						20	30

Tabelul A.14-31

Valori orientative ale randamentelor totale ale reductoarelor cilindrice și conice într-o treaptă [11]

Tipul reductorului	Treapta de precizie	Randamentul total η_t
Cilindric exterior, în carcasă închisă, uns cu ulei	4–6	0,995–0,992
	7–8	0,99 –0,985
	9–11	0,98 –0,975
Cilindric interior, în carcasă închisă, uns cu ulei	4–6	0,998–0,995
Conic, în carcasă închisă, uns cu ulei	4–6	0,985–0,982
	7–8	0,98 –0,975
	9–11	0,97 –0,965

Observație. La reductoarele deschise, unse cu unsoare, randamentul scade cu 0,02 față de cel indicat în tabel.

Tabelul A.14-32

Valori orientative pentru μ_a la angrenajele cilindrice și conice [17]

Materialele danturilor	Prelucrarea flancurilor	Coeficientul de frecare μ_a
Oțeluri durificate superficial	Rectificare	0,04–0,08
	Șevăruire	0,06–0,10
	Frezare	0,09–0,12
Oțeluri îmbunătățite sau normalizate	Frezare	0,09–0,14
Oțel îmbunătățit/masă plastică	Frezare	0,08

Observație. μ_a se adoptă spre valorile minime la ungerea cu uleiuri sintetice și cu cît treapta de precizie și de rugozitate este mai bună.

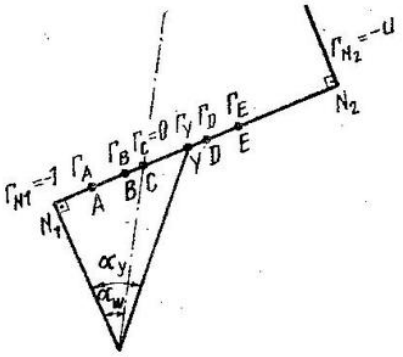
Tabelul A.14-3

Valori orientative pentru coeficientul de frecare, μ_l la lagărele cu alunecare

Tipul de lagăr	Materialul cuzinetului	Coeficientul de frecare μ_l		
		La rodaj	La frecare mixtă	La frecare fluidă
Lagăre radiale:				
– cu ungere cu unsoare	Bronzuri	0,12	0,05–0,1	–
– cu ungere cu fitil	Bronzuri	0,14	0,04–0,07	0,014
	Babituri	0,24	–	0,006
	Babituri	0,24	–	0,0017–0,003
– cu ungere cu inel	Bronzuri	0,14	–	0,003 –0,005
	Fonte	0,14	0,02–0,1	0,004 –0,008
	Textolit	0,14	0,01–0,03	0,003 –0,006
Lagăre axiale:				
– cu sectoare fixe	Babituri	0,25	0,03	–
– cu sectoare oscilante	Babituri	0,25	–	0,0015–0,004

Tabelul A.14-34

Relațiile de calcul pentru coordonata Γ

Punctul de calcul de pe linia de angrenare	Relația de calcul
	
A (începutul angrenării capului dintelui roții cu piciorul dintelui pinionului)	$\Gamma_A = -\frac{z_2}{z_1}\left[\frac{\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1}}{\operatorname{tg}\,\alpha_{wt}} - 1\right]$
B	$\Gamma_B = \Gamma_E - 2\pi/(z_1 \operatorname{tg}\alpha_{wt})$
C	$\Gamma_C = 0$
D	$\Gamma_D = \Gamma_A + 2\pi/(z_1 \operatorname{tg}\alpha_{wt})$
E (sfîrșitul angrenării capului dintelui pinionului cu piciorul dintelui roții)	$\Gamma_E = \frac{\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1}}{\operatorname{tg}\,\alpha_{wt}} - 1$
Y (oarecare)	$\Gamma_Y = \frac{\operatorname{tg}\,\alpha_y}{\operatorname{tg}\,\alpha_{wt}} - 1$

Notă. La angrenajul conic apare d_{av}; d_{bv}; $\operatorname{tg}\alpha_{wtv}$; $\operatorname{tg}\alpha_{yv}$; z_v.

Tabelul A.14-35

Valorile orientative ale factorului de structură X_W

Oțeluri austenitice (inoxidabile)		$X_W = 0{,}45$
Oțeluri cu conținut mărit de austenită	de cementare	$X_W = 0{,}85$
Oțeluri cu conținut normal de austenită	de cementare	$X_W = 1{,}00$
Oțeluri cu conținut redus de austenită	de cementare	$X_W = 1{,}15$
Oțeluri nitrurate		$X_W = 1{,}50$
Oțeluri fosfatate		$X_W = 1{,}25$

În alte cazuri $X_W = 1{,}00$ (de exemplu la oțeluri îmbunătățite).

Tabelul A.14-36

Valori pentru M_{test}

Tipul de transmisie	Ulei mineral		Ulei aditivat		Ulei aditivat cu EP3	
	Tipul uleiului	M_{test}, N·m	Tipul uleiului	M_{test}, N·m	Tipul uleiului	M_{test}, în N·m
Industrială sau auto	T 80 T 90 T 140 TIN 42	60–94 94–134 134–170 14–27	T 80 T 90 TIN 42	174–310 240–390 94	T 80 EP3 T 90 EP3 TIN 42 EP	460- 540- 540

Tabelul A.14-37

Valori pentru coeficientul global de transfer termic K la reductoare cu roți dințate

a. Pentru reductoarele cu carcasa curată, hotărîtor este viteza de circulație a aerului v_a, în m/s:

v_a m/s	0	5	10	15	20	25
K, kW/(m² · grd)	0,012	0,027	0,042	0,06	0,075	0,09

b. Dacă carcasa este murdară cu ulei, praf etc K scade de 1,5 la 3 ori.

Bibliografie

1. **Arnaudov, K.** *Ţilindricini zibni predabki. Iscisliavane na tovaronosimost.* Sofia, Tehnika, 1975.
2. **Anuriev, V. I.** *Spravocinik konstruktora — maşinostroitelea. Vol.* 2. Moscova, Izd. Maşinostroenie, 1980.
3. **Bolotovskaia, T. P.** ş.a. *Spravocinik po korrighirovaniiu zubciatih koles.* Moscova, Izd. maşinostroenie, 1967.
4. **Bolotovskaia, T. P.** ş.a. *Spravocinik po gheometriceskomu rasciotu evolventih zubciatih i cerveacinih peredaci.* Moscova, Maşghiz, 1963.
5. **Cernavski, S. A.** ş.a. *Proektirovanie mechaniceskih peredaci.* Moscova, Maşinostroenie, 1976
6. **Chişiu, A.** ş.a. *Organe de maşini.* Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1981.
7. **Ciasovnikov, L. D.** *Peredaci zaţepleniem (zubciatie i cerveacinie).* Moscova, Izd. Maşino stroenie, 1969.
8. **Crudu, I.** ş.a. *Atlas. Reductoare cu roţi dinţate.* Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1981.
9. **Demian, Tr.** ş.a. *Calculul şi construcţia elementelor de mecanică fină.* Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1972.
10. **Dimitriev, V. A.** *Detali maşin.* Leningrad, Izd. Sudostroenie, 1970.
11. **Dobrovolski, V.** ş.a. *Éléments de machines.* Moscova, Editions Mir, 1971.
12. **Dudley, D. W.** *Gear Handbook.* New York/Toronto, London / Sydney, Mc Graw-Hill Book Company, 1962.
13. **Dunaev, P. V.** *Konstruirovanie uzlov i detalei maşin.* Moscova, Izd. Vîsşaia şkola, 1966.
14. **Fronius, St.** *Maschinenelemente. Antriebselemente.* Berlin, VEB Verlag Technik, 1975.
15. **Gafiţanu, M.** ş.a. *Organe de maşini. Vol. II.* Bucureşti, Editura Tehnică, 1983.

16. **Gheorghiu, N. S.** ș.a. *Organe de mașini. Vol. I. Transmisii mecanice.* Timișoara. Institutul politehnic, 1978.
17. **Ghinzburg, E. G.** ș.a. *Zubciatîe peredaci. Spravocinik.* Leningrad, Izd. Mașinostroenie, 1980.
18. **Henriot, G.** *Traité théoretique et pratique des engrenages.* Vol. I. Dunod-Paris, 1968.
19. **Jula, A.** ș.a. *Proiectarea angrenajelor.* Universitatea din Brașov, 1983.
20. **Kudriavțev, V. N.** *Detali mașin.* Leningrad, Izd. Mașinostroenie, 1980.
21. **Linke, H.** *Beitrag zur Ermittlung der Zahnflanken und Zahnfusstragfähigkeit unter Berücksichtigung der Abweichungen geometrischer Grössen, Deformationen der Getriebeelementen und der Werkstoffkennwerte.* Diss (B) TU Dresden, 1978.
22. **Maroș, D.** ș.a. *Angrenaje melcate.* București, Editura Tehnică, 1966.
23. **Matieșanu, D.** *Contribuții privind studiul uzurii prin pitting la roțile dințate cilindrice cu dinți drepți.* Teză de doctorat, Institutul politehnic Iași, 1973.
24. **Miloiu, Gh, Dudiță, F., Diaconescu, D.** *Transmisii mecanice moderne.* București, Ed. Tehnică, 1980.
25. **Miloiu, Gh., și Vișa, F.** *Metodă practică de calcul al angrenajelor cu distanța dintre axe variabilă.* În: Construcția de mașini, nr. 7, 1982, p. 360–367.
26. **Niemann, G.** *Maschinenelemente. Band.* 2. Berlin, Springer Verlag, 1975.
27. **Rădulescu, Gh.** *Organe de mașini. Angrenaje cilindrice. Vol. II.* Institutul politehnic București, 1981.
28. **Rădulescu, Gh.** *Untersuchungen über den Einfluss der Profilrücknahme auf die Zahnverformung und das Geräusch geradverzahnter Stirnräder.* Diss. TU Dresden, 1966.
29. **Reșetov, D. N.** *Machine design.* Moscova, Mir Publishers, 1978.
30. **Sauer, L.** ș.a. *Angrenaje. Proiectare. Materiale.* București, Editura Tehnică, 1970.
31. **Taiț, B. A.** ș.a. *Proizvodstvo zubciatih koles. Spravocinik.* Moscova, Izd. Mașinostroenie, 1975.
32. **Winter, H. și Hösel, Th.** *Tragfähigkeitsberechnung von Stirn-und Kegelrädern nach DIN 3990.* In: VDI-Z, 111, nr. 4, 1969, p. 209–218.
33. **Zablonski, K.** *Zubciatîh peredaci.* Kiev, Izd. Tehnika, 1977.
34. **Zimmer, H. W.** *Verzahnungen I: Stirnräder mit geraden und schrägen Zähnen.* Berlin-Heidelberg-New York, Springer-Verlag, 1968.
35. *Manualul inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de mașini, Dinamica mașinilor.* București, Editura Tehnică, 1976.
36. **Rădulescu, Gh. Rozsa, F., Muntean, C.** *Metodă generală pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor paralele cilindrice exterioare și interioare, cu dantură dreaptă și înclinată* TS 40–ICTCM, 1979.
37. **Rădulescu, Gh.** ș.a. *Metodă generală pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor concurente conice cu dantură dreaptă, înclinată și curbă.* ICTCM, 1980.
38. **DIN** *3971-78. Begriffe und Bestimmungsgrössen für Kegelräder und Kegelradpaare.*
39. **DIN** *3976. Zylinderschnecken. Abmessungen, Zuordnung von Achsabständen und Übersetzungen in Schneckentrieben.*
40. **DIN** *3990–1980. Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad-und Schrägstirnrädern.*
41. **DIN** *3992. Profilverschiebung bei Stirnrädern mit Aussenverzahnung.*
42. **DIN** *3994; 3995. Profilverschiebung bei geradverzahnten Stirnrädern mit 05-Verzahnung.*
43. **GOST** *16532-70. Peredaci zubciatîe țilindriceskie evolventnîe vnesnego zațeplenia. Rascet geometrii.*

44. **GOST** 17744-72. *Peredaci Novikova s dvumia liniami zațeplenia țilindriceskie. Rascet gheometrii.*
45. **GOST** 19274-73. *Peredaci zubciatîe țilindriceskie evolventnîe vnutrennego zațeplenia. Rascet gheometrii.*
46. **GOST** 19326-73. *Peredacii zubciatîe koniceskie s krugovîmi zubiami. Rascet geometrii.*
47. **GOST** 19624-74. *Peredaci zubciatîe koniceskie s priamîmi zubiami. Rascet geometrii.*
48. **GOST** 20183-74. *Peredaci țilindriceskie evolventnîe vneșnego zațeplenia. Rascet gheometrii na elektronnîh țifrovîh vîcislitelnîh maşinah.*
49. **GOST** 21354-1975. *Peredacii zubciatîe țilindricieskie evolventîe. Rasciet na procinost.*
50. **STAS** 915/1...6. *Angrenaje: terminologie pentru geometrie.*
51. **STAS** 6844-80. *Angrenaje conice cu dinți drepți de uz general. Profilul și roata plană de referință.*
52. **STAS** 6845-82. *Angrenaje melcate cilindrice. Melcul de referință.*
53. **STAS** 8741-82. *Angrenaje. Deteriorarea danturii. Terminologie.*
54. **STAS** 12223-84. *Angrenaje paralele cilindrice exterioare cu danturi înclinate, în evolventă. Calculul geometric și cinematic.*
55. **STAS** 12225-84. *Angrenaje paralele cilindrice interioare cu danturi drepte, în evolventă. Calculul geometric și cinematic.*
56. **STAS** 12268-84. *Angrenaje cilindrice cu dantura în evolventă. Calculul de rezistență.*
57. **TGL** 10545. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Aussenverzahnung*, 1973.

15. Reductoare de turație

Reductoarele de turație cu roți dințate (numite în continuare pe scurt reductoare de turație sau reductoare) sînt mecanisme organizate ca ansambluri independente, cu raport de transmitere constant, realizate în carcase închise și etanșe destinate reducerii turației, concomitent cu amplificarea momentului de torsiune transmis; uneori acestea realizează și schimbarea sensului de mișcare. Mai rar se utilizează și multiplicatoare de turație, care realizează o creștere a turației la ieșire, organizate la fel ca reductoarele de turație.

Reductoarele au în construcție, în general, angrenaje cilindrice, conice și melcate, montate în serie sau în serie-paralel, formînd astfel treptele reductorului. În domeniul reductoarelor cu rapoarte mari de transmitere pe o singură treaptă, s-au dezvoltat construcții avînd la bază angrenaje speciale: armonice, cu bolțuri, cu galeți [5].

Domeniile de utilizare a reductoarelor de turație sînt multiple, cuprinzînd: construcția de mașini-unelte; mașinile de ridicat și transportat; utilajul tehnologic, chimic, metalurgic și minier; industria navală etc. Diversitatea de utilizări a condus la o mare varietate constructivă a reductoarelor și la realizarea acestora într-un diapazon larg de puteri (de la ordinul waților la zeci de mii de kilowați), rapoarte de transmitere (obișnuit $u = 1 \ldots 100$, dar ajung și la 10^5), diferite poziții relative ale arborilor extremi (paraleli, în prelungire, concurenți, încrucișați), diferite poziții de prindere pe mașina antrenată (fixarea pe talpă, pe flanșă, sau pe arborele de intrare al mașinii).

În aceste condiții, tipizarea este foarte accentuată în fabricația de reductoare (de uz general), ceea ce permite ca firmele specializate să realizeze reductoare în mii de tipodimensiuni. Tipizarea s-a extins la toate elementele și subansamblele reductoarelor: roți dințate, arbori, carcase, capace, bușoane de aerisire, instalații de ungere. La reductoarele de uz general sînt standardizate: rapoartele de transmitere — STAS 6012-82; distanțele dintre axe la angrenaje — STAS 6055-82; înălțimea planului axelor de cuplare față de talpă — STAS 2741/68; simbolizarea reductoarelor — STAS 6848-80; dimensiunile capetelor de arbori cilindrici și conici — STAS 8724/1,2,4-71, respectiv momentele transmisibile de către capetele de arbori — STAS 8724/3--74. La reductoarele cilindrice cu una, două sau trei trepte tipurile și parametrii principali sînt precizați în STAS 6850-80 pentru tipurile 1CI, 2CI și 3CI, respectiv în STAS 11915-80 pentru tipurile RV, 2RV, 3RV caracteristice instalațiilor de ridicat și transportat. În STAS 11917-80 se prezintă tipurile și parametrii principali la reductoarele cilindrice coaxiale, iar în STAS 11921-80 motoreductoarele cu angrenaje cilindrice cu două și trei trepte.

Reductoarele conico-cilindrice sînt prezentate în STAS 11923-80, melcate cilindrice în STAS 7026-80, cilindro-melcate în STAS 11924-80, planetare seriile 1P, 2P și 3P, în STAS 11462-80, motoreductoarele cilindro-melcate în STAS 11916-80, iar grupurile de acționare motovarireductoare în STAS 11945-80. Condițiile tehnice de calitate sînt prezentate în STAS 6849-77 pentru reductoarele cilindrice și conice-cilindrice și în STAS 7599-77 pentru cele melcate.

Nivelul înalt de tehnicitate, corelat cu marea varietate și realizarea lor economică a impus execuția reductoarelor de turație în întreprinderi specializate, dotate cu utilaje moderne. La noi în țară, reductoarele se execută la Întreprinderea „Neptun" din Cîmpina, IMUM Baia Mare, Întreprinderea mecanică Timișoara, Întreprinderea 23 August din București, Întreprinderea Reșița-Renk etc.

Parametrii principali ai unui reductor sînt: tipul reductorului, puterea transmisă P_1, în kW, turația la arborele motor n_1, raportul de transmitere u.

15.1. Elementele constructive ale reductoarelor

15.1.1. *Construcția roților dințate*

Dimensiunile roților, tehnologia de realizare a semifabricatului, tratamentul termic aplicat și seria de fabricație sînt factorii care determină construcția roților dințate. Evident, se urmărește o fabricație cît mai economică: varianta optimală privind consumul de metal și de manoperă.

Roțile dințate cilindrice care nu se pot fixa pe arbore din cauza diametrului mic ($d_a < d + 6h$, cu notațiile din fig. 15.1) se realizează ca arbori-pinion (tabelul 15.1), indiferent de seria de fabricație. Cîteva recomandări asupra construcției arborilor-pinion se dau în fig. 15.1, iar în fig. 15.5 — un exemplu constructiv.

Roțile dințate (cu alezaj) se realizează într-o mare varietate de forme constructive — tabelul 15.2 (v. și exemplele din fig. 15.2—15.4), cu fixare pe arbore prin pană, pe caneluri sau prin fretare. Corelația mărime constructivă — tratament termic este evidențiată în tabelul 15.3. Pentru roțile dințate din oțeluri tratate termic prin îmbunătățire, construcția este compusă din butuc de fontă sau oțel (OT numai pentru roțile cu regim de inversare frecventă a sensului de rotație) și inel fretat (danturarea se face după fretare). Roțile dințate cementate se realizează din semifabricate laminate, forjate liber sau în matriță, dintr-o bucată. Dimensiunile și elementele geometrice ale roților dințate (cementate) tipizate în R.D.G. sînt date în tabelele 15.4 și 15.5. Călirea superficială și (mai puțin) nitrurarea dură (în gaz) se aplică în special la roțile dințate de construcție sudată (tabelele 15·6 și 15.7).

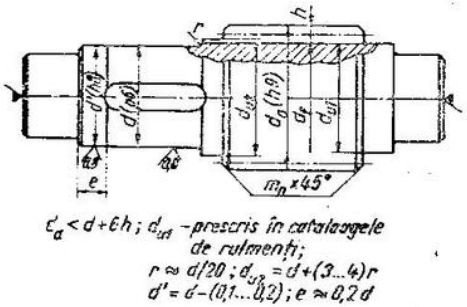


Fig. 15.1. Arbore-pinion cilindric.

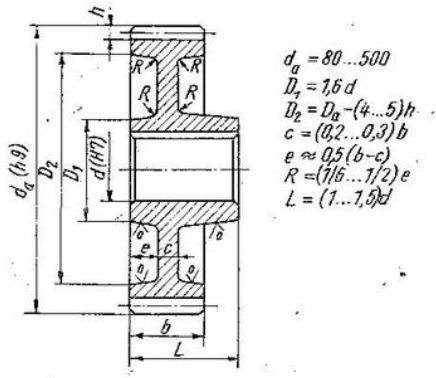


Fig. 15.2. Roată dințată din semifabricat matrițat.

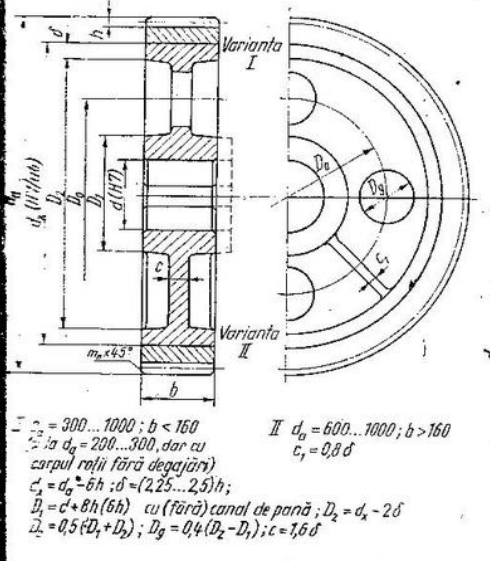


Fig. 15.3. Roată dințată cu coroană fretată pe butuc turnat.

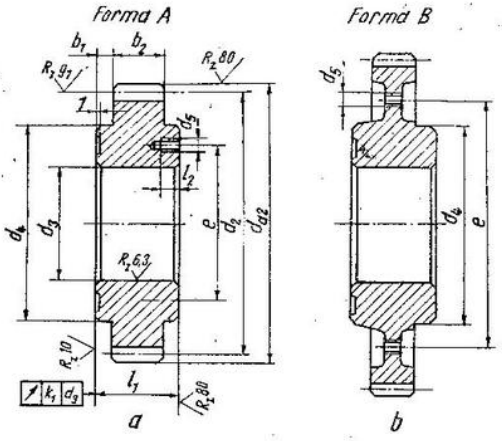
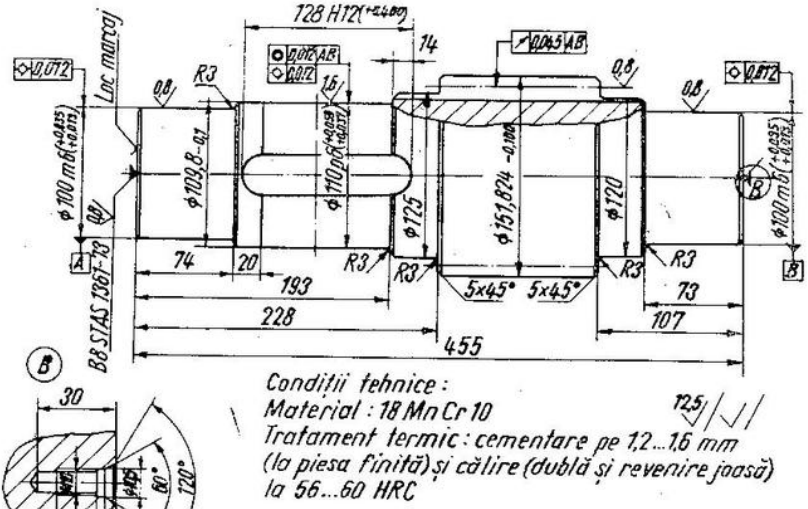


Fig. 15.4. Roată dințată disc de grosime uniformă:

a — tăiată din laminate; *b* — forjată liber.

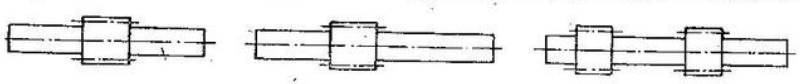
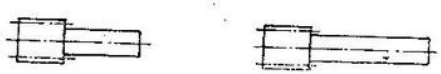


z_1	16	d_1	128,705	F_r		0,045
m_n	8	h	17,559	f_f		0,013
β	6°	W	$63,60^{-0,055}_{-0,211}$	f_{pb}		±0,015
$\alpha_0 - h_0^* - c^*$	20°-1-0,25	z_2	62	F_β		0,016
x_1	+0,5	x_2	+0,34018	Pata de contact	înălt.	50%
Tr. precizie	6-C	a	320		lung.	70%

Fig. 15.5. Arbore pinion tipizat din fabricația de reductoare de la Întreprinderea „Neptun"-Cîmpina ($a_w = 320$ mm; $u = 4$).

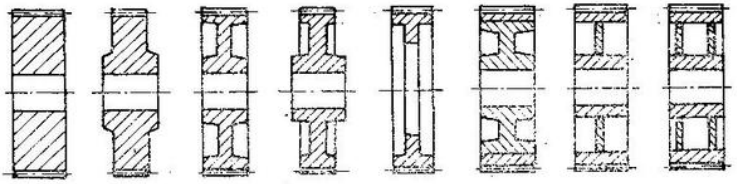
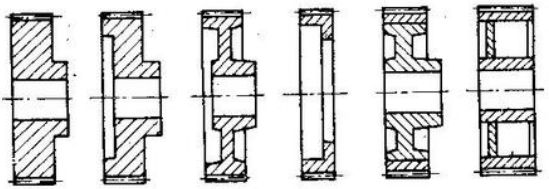
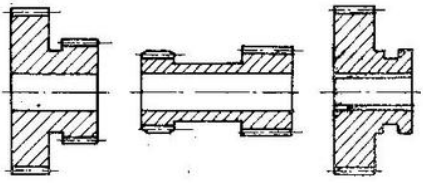
Tabelul 15.1

Formele principale ale arborilor-pinion cilindrici

Forma	Exemple
Scurtă	
Lungă	
În consolă	

Tabelul 15.2

Formele principale ale roților dințate cu angrenare exterioară

Forma	Exemple
Simetrică	
Asimetrică	
Complexă	

Tabelul 15.3

Construcția roților dințate cilindrice la diverse mărimi

Diametrul roții, mm	Construcția roții		Tratamentul termic al danturii
Pînă la 200	Disc de grosime uniformă (tăiat din bară sau forjat liber)	V. fig. 15.4, a	Îmbunătățire
Pînă la 500	Disc matrițat	V. fig. 15.2	Îmbunătățire Cementare-călire Călire superficială
200 — 1 000	Inel fretat pe butuc turnat cu un singur disc	V. fig. 15.3	Îmbunătățire
1 000 — 2 000	Inel fretat pe butuc turnat cu două discuri	—	Îmbunătățire

Tabelul 15.3 (continuare)

Diametrul roții, mm	Construcția roții		Tratamentul termic al danturii
300—2500	Construcție sudată	V. tabelele 15.6 și 15.7	Îmbunătățire Călire-superficială Nitrurare dură
Până la 1500	Disc de grosime uniformă (forjat în presă)	—	Cementare-călire
2 000—8 000	Semiinele sau segmente turnate, îmbinate mecanic	—	—

Tabelul 15.4

Dimensiunile principale, în mm, ale roților (cementate) de reductoare de uz general standardizate în R.D.G. (extras din TGL 29890/01-75; notații — v. fig. 15.4)

Forma	a_w	u	b_1	b_2	d_3 H7	d_4	e	d_5	l_1	l_2	g_1 µm	k_1 µm	Masa, kg	Strîngere**)
A	63	2—4	4,5	16	35	60_{-2}			25	—	6,3	10	0,68—1,0	0,076 0,060
A	80	2—4 5;6,3	6 8	20 16	45	80_{-2}	—	—	32	—	6,3	10	1,6 —2,1 2,0; 2,1	0,086 0,070
A	100	2—4 5; 6,3	7,5 10	25 20	55	105_{-2}	—	—	40	—	6,3	10	2,9—4,1 3,9; 4,2	0,110 0,097
A	125	2—4 5; 6,3	9 12,5	32 25	70	125_{-2}	—	—	50	—	6,3	10	5,6—8,0 8,6; 9,1	0,159 0,146
A B	160	2—4 5; 6,3	12,5 16,5	40 32	90	155_{-3}	— 200	— M10	65	—	6,3	10	11,5—17 13; 14	0,200 0,178
A B	200	2—4 5; 6,3	12,5 17,5	50 40	110*)	195_{-3}	175 250	M10	75	22 —	6,3	10	22—32 26; 29	0,232 0,210
A B	250	2—4 5; 6,3	13,5 20	63 50	130*)	255_{-3}	235 310	M10	90	22 —	6,3	10	43—62 51; 53	0,273 0,248
A B	315	2—4 5; 6,3	15 23,5	80 63	160*)	310_{-3}	286 400	M10	110	25 —	10 6,3	20	86—130 100; 110	0,305 0,280
A	400	3,15; 4 5; 6,3	20 30	100 80	200*)	390_{-3}	358	M16	140	32	10	20	230; 250 240; 260	0,379 0,350
A	500	4 5; 6,3	17,5 30	125 100	240*)	520_{-3}	480	M16	160	35	10	20	480 490; 520	0,454 0,425

*) Se folosesc două pene paralele (la 120°).

**) Strîngerea pe zona de fixare a arborelui la montajul fără pene (cu încălzirea roții la max. 240°C).

Tabelul 15.5

Elementele danturii angrenajelor (cementate) reductoarelor standardizate în R.D.G.
(extras din TGL 29890/01—75)

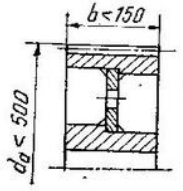
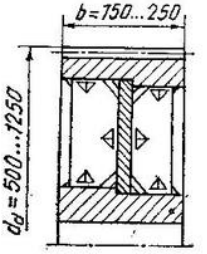
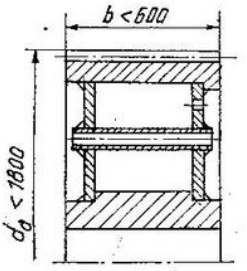
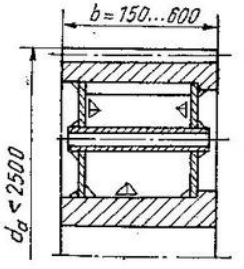
a_w	u		z_1	z_2	m_n mm	d_1 mm	d_{a1} mm	d_2 mm	d_{a2} mm	x_1	x_2
	Nominal	Efectiv									
63	2	2,038	26	53	1,5	40,376	44,95	80,304	86,76	0,621	0,582
	2,5	2,478	23	57		35,717	39,76	88,516	92,16	0,375	0,243
	3,15	3,211	19	61		29,505	33,55	94,728	98,37	0,376	0,242
	4	4,000	16	64		24,847	28,90	99,387	103,01	0,380	0,237
80	2	2,000	25	50	2	51,764	57,80	103,528	109,74	0,624	0,668
	2,5	2,455	22	54		45,552	50,91	111,810	116,94	0,378	0,319
	3,15	3,222	18	58		37,270	42,66	120,092	125,19	0,385	0,312
	4	4,067	15	61		31,058	36,47	126,304	131,38	0,390	0,306
	5	4,941	17	84	1,5	26,400	30,81	130,445	134,98	0,540	0,582
	6,3	6,214	14	87		21,741	26,14	135,104	139,65	0,538	0,584
100	2	2,000	25	50	2,5	64,705	72,25	129,410	137,18	0,624	0,668
	2,5	2,455	22	54		56,940	63,64	139,762	146,17	0,378	0,319
	3,15	3,222	18	58		46,587	53,33	150,115	156,49	0,385	0,312
	4	4,067	15	61		38,823	45,59	157,880	164,23	0,390	0,306
	5	4,938	16	79	2	33,129	38,77	163,574	169,04	0,457	0,413
	6,3	6,308	13	82		26,917	32,57	169,785	175,25	0,459	0,411
125	2	2,000	26	52	3	80,752	90,03	161,503	171,18	0,679	0,744
	2,5	2,435	23	56		71,434	79,71	173,926	182,00	0,428	0,393
	3,15	3,158	19	60		59,011	67,31	186,350	194,39	0,432	0,389
	4	3,938	16	63		49,693	58,02	195,667	203,69	0,436	0,386
	5	4,938	16	79	2,5	41,411	48,47	204,467	211,30	0,457	0,413
	6,3	6,308	13	82		33,646	40,71	212,232	219,06	0,459	0,411
315	2	1,960	25	49	8	207,055	230,65	405,828	429,81	0,571	0,595
	2,5	2,409	22	53		182,209	203,08	438,957	458,50	0,331	0,248
	3,15	3,167	18	57		149,080	170,08	472,086	491,49	0,339	0,239
	4	4,000	15	60		134,233	145,36	496,933	516,22	0,347	0,232
	5	4,882	17	83	6	105,598	122,28	515,568	531,30	0,425	0,346
	6,3	6,143	14	86		86,963	103,69	534,203	549,89	0,429	0,342

Unghiul de înclinare: $\beta = 15°$.

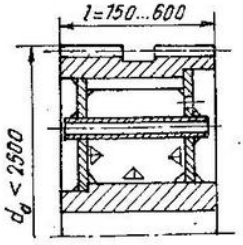
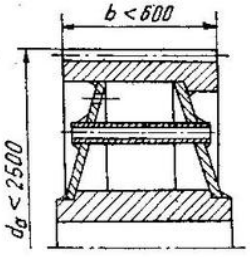
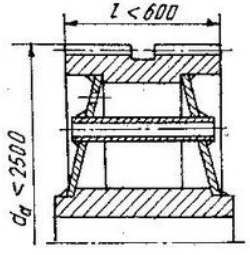
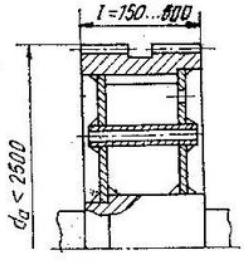
Pentru $a_w = 160; 200; 250; 400; 500$ parametrii se stabilesc pe baza observației: $a_w = 160 = 2 \times 80$; $a_w = 200 = 2 \times 100$; $a_w = 250 = 2 \times 125$; $a_w = 400 = 4 \times 100$; $a_w = 500 = 4 \times 125$.

Tabelul 15.

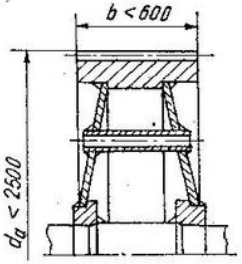
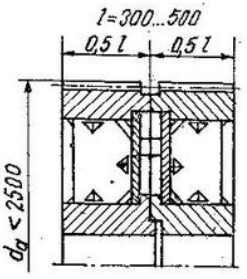
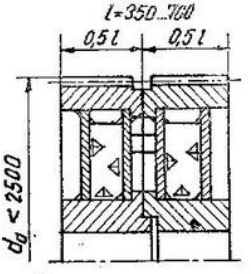
Soluții constructive la roțile dințate sudate (după TGL 19-2044/1972)

Soluția constructivă		Utilizări			
Descrierea	Reprezentarea	Roți cu dinți drepți	Roți cu dinți înclinați	Roți cu dantură în V	Observații
Bandaj și butuc legate printr-un disc		×	—	—	Utilizări de mică importanță
Bandaj și butuc legate printr-un disc și nervuri radiale		×	β<8°	—	
Bandaj și butuc legate prin două discuri solidarizate prin țevi		×	β<8°	—	
Bandaj și butuc legate prin două discuri solidarizate prin nervuri și țevi		d_a > > 1800	×	×	

Tabelul 15.6 (continuare)

Soluția constructivă		Utilizări			
Descrierea	Reprezentarea	Roți cu dinți drepți	Roți cu dinți înclinați	Roți cu dantură în V	Observații
Idem		×	×	×	Solicitări dinamice mari
Bandaj și butuc legate prin două discuri conice solidarizate prin țevi		—	×	—	
Idem		—	×	×	Solicitări dinamice mari
Roată sudată pe arbore: bandaj legat prin două discuri solidarizate prin nervuri și țevi		—	×	×	Solicitări dinamice mari

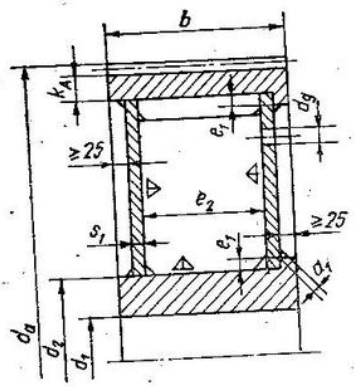
Tabelul 15.6 (continuare)

Soluția constructivă		Utilizări			
Descrierea	Reprezentarea	Roți cu dinți drepți	Roți cu dinți înclinați	Roți cu dantură în V	Observații
Roată sudată pe arbore: bandaj legat prin două discuri conice solidarizate prin țevi		—	×	×	Idem
Roată divizată transversal: bandajul și butucul fiecăreia legate printr-un disc, solidarizate prin nervuri		—	—	×	
Roată divizată transversal: bandajul și butucul fiecăreia legate prin două discuri, solidarizate prin nervuri		—	—	×	

Tabelul 15.7

Elemente constructive pentru roțile dințate sudate (după TGL 19-2044/1972; dimensiuni în mm)

Bandajul, obada și discurile plate



Grosimea obadei k_A

d_a	< 500	500 – 630	630 – 800	800 – 1000	1000 – 1250	1250 – 1500
k_A	20	24	28	32	36	40

d_a	1500 – 1700	1700 – 1900	1900 – 2120	2120 – 2360	2360 – 3650	2650 – 3000
k_A	44	48	52	58	62	68

Pentru $2m_n > k_A$ se ia $k_A \geq 2m_n$.

Diametrul butucului:

$d_2 \approx 1{,}6\ d_1$

Teșirea e_1:

$e_1 = 5$ la $d_a < 1\,000$;

$e_1 = 7{,}5$ la $d_a > 1\,000$.

Distanța dintre discuri:

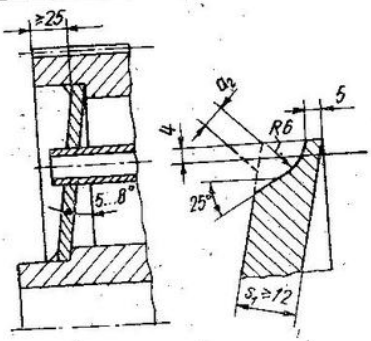
$e_2 \geq 80$

Grosimea discurilor s_1

d_a	< 500	500 – 800	800 – 1200	1200 – 1800	1800 – 2500	> 2500	*Numărul de discuri*
b sau l	s_1						
< 150	8	–	–	–	–	–	1
	–	8	10	10	–	–	2
150 – 250	10	12	14	14	–	–	1
250 – 350	8	10	12	12	14	16	2
350 – 600	–	10	12	14	16	18	2
> 600	–	–	–	16	18	20	2

$a_1 \leq 0{,}7 s_1$ la $s_1 = 8 \ldots 14$; $a_1 \leq 10$ la $s_1 = 16 \ldots 20$

Discurile conice

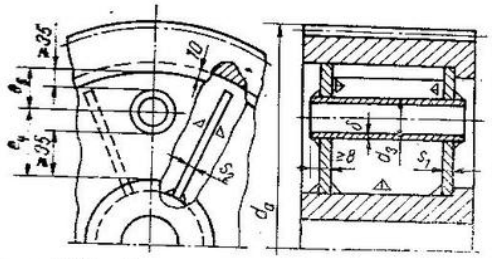


Înălțimea cordonului de sudură a_2

s_1	12	14	16	18	20
a_2	5	5	6	6	7

Tabelul 15.7 (continuare)

Nervurile și țevile de rigidizare



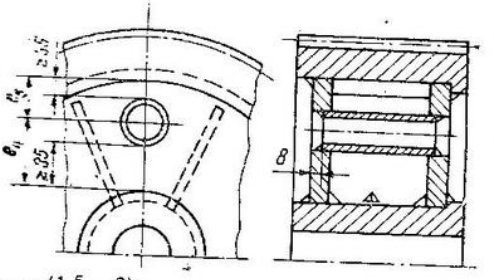
$e_4 = (1{,}5 \ldots 2)\, e_5$

Grosimea nervurilor s_2

s_1	10	12	14	16	18	20
s_2	⩽ 10	10 – 12	10 – 14	12 – 16	12 – 18	14 – 20

Dimensiunile țevilor de legătură

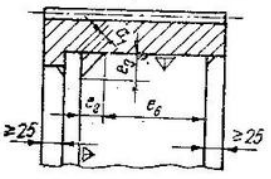
d_a	⩽ 550	550 – 1000	1000 – 1600	> 1600
$d_3 \times \delta$	60,3 × 5	89 × 6,3	133 × 6	159 × 6



$e_4 = (1{,}5 \ldots 2) e_5$

Numărul nervurilor și țevilor de legătură

d_a	⩽ 1500	1500 – 2500	> 2500
n	4	6	8



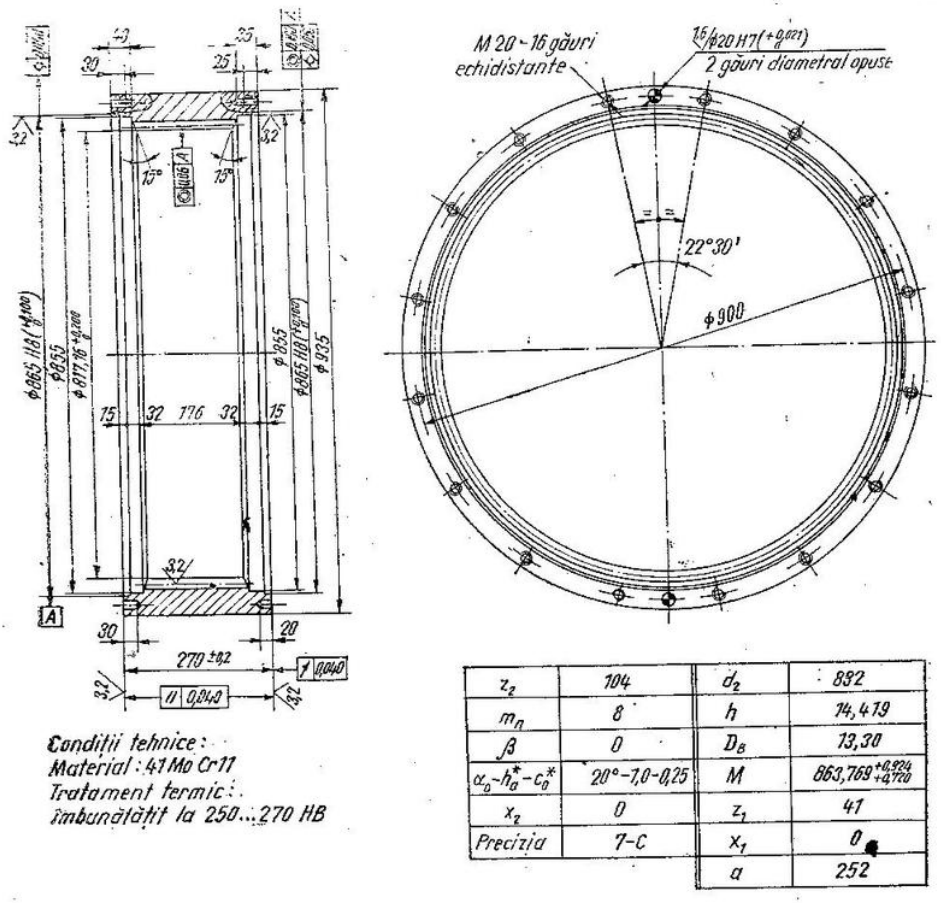
Teșirea e_3

a_1	4	5	6	8	10
e_3	15	18	20	25	30

s_2	10	12	14	16	18	20
$e_{6\,min}$	50		55		60	

Pentru roțile dințate cu dantură interioară se prezintă un exemplu în fig. 15.6. Semifabricatul se realizează prin forjare, cu dantura durificată prin cementare, călire superficială sau nitrurare în gaz, sau numai îmbunătățită și prin turnare (din oțel sau fontă cu grafit nodular, roți nedurificate).

Pentru roțile dințate conice elementele geometrice care se determină prin calcul sînt date pe fig. 14.31 (cazul celor trei tipuri de danturi prezentate în § 14.1.2), iar în tabelul 15.8 se dau elementele geometrice principale ale angrenajelor conice cementate utilizate la reductoarele conice și conico-cilindrice standardizate în R.D.G. (dantură Kurvex — linia dintelui arc de cerc).

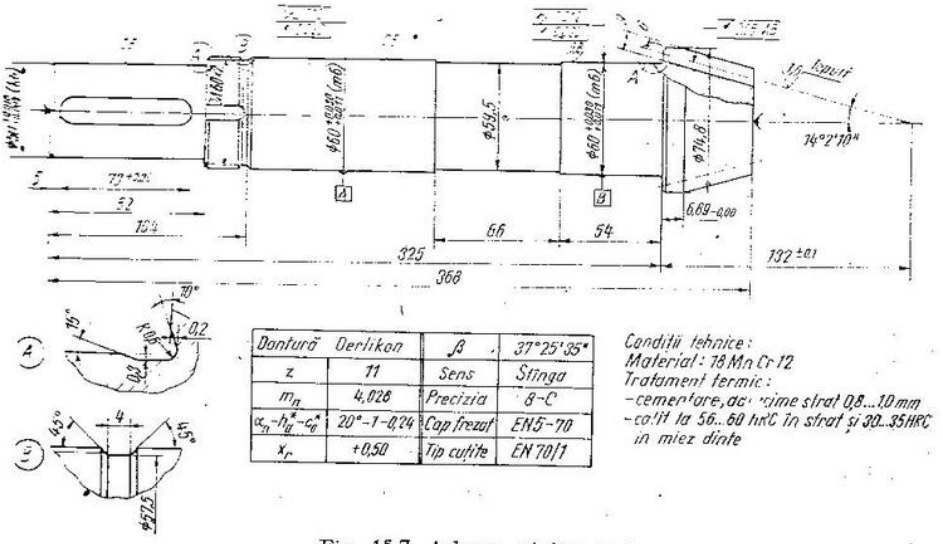


z_2	104	d_2	832
m_n	8	h	14,419
β	0	D_B	13,30
$\alpha_0 - h_a^* - c_0^*$	20°-1,0-0,25	M	$863{,}769^{+0{,}924}_{+0{,}770}$
x_2	0	z_1	41
Precizia	7-C	x_1	0
		a	252

Fig. 15.6. Roată dințată cu dantură interioară.

În tabelul 15.9 sînt sistematizate principalele forme constructive de arbori-pinion conici: arbori în consolă (soluția cea mai răspîndită) — construcție monobloc și asamblată, arbori sprijiniți de o parte și de alta a danturii și arbori tubulari; se indică, de asemenea, diferite forme constructive ale părții conice. Recomandări asupra construcției arborelui-pinion conic după TGL 29896 sînt date în tabelul 15.10. În fig. 15.7 se prezintă un exemplu de arbore-pinion din construcția de reductoare tipizate din țara noastră.

Formele constructive principale ale roților dințate conice se dau în tabelul 15.11. Forma roții este impusă de seria de fabricație și dotarea executantului (în special în ceea ce privește tratamentul termic). Roțile dințate conice călite liber au formă monobloc, rigidă pentru deformații minime, iar cele îmbunătățite, nitrurate sau călite în presă sînt fie dintr-o bucată, cu rigiditate mică, fie din două bucăți: coroană și butuc (turnat din fontă sau oțel). În tabelul 15.12 este dată o sistematizare a construcției roților

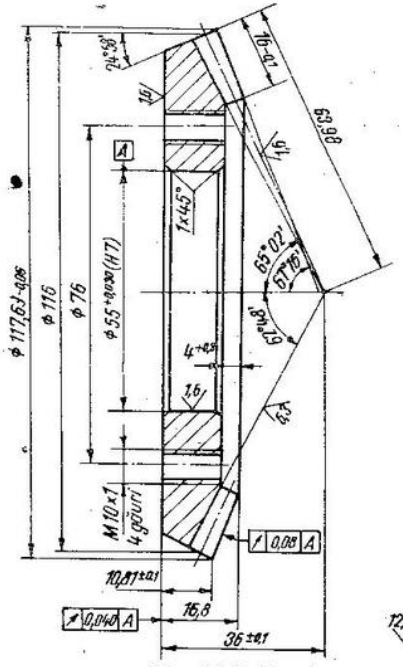


Dantură Oerlikon		β	37°25'35"
z	11	Sens	Stînga
m_n	4,028	Precizia	8-C
$\alpha_n - h_a^* - c_a^*$	20°-1-0,24	Cap frezat	EN5-70
x_r	+0,50	Tip cuțite	EN 70/1

Condiții tehnice:
Material: 18 MnCr 12
Tratament termic:
- cementare, adîncime strat 0,8...1,0 mm
- călit la 56...60 hrC în strat și 30...35 HRC în miez dinte

Fig. 15.7. Arbore—pinion conic.

dințate conice după TGL 29896, iar în fig. 15.8 și 15.9 două exemple din fabricația de motoare termice, respectiv de reductoare. Toleranțele de prelu-



Tip	Dinți drepți	β	0
z	58	x_r	0
m_e	2	$\bar{s}_{e1}$	$3,14^{-0,112}_{-0,168}$
m_m	1,75	h_{ae1}	2,01
$\alpha_n - h_a^* - c_a^*$	20°-1-0,25	Σ	90°

Condiții tehnice:
Material: OLC 45
Tratament termic:
- îmbunătățit la 220...265 HB
- nitrurat ionic, adîncime strat $0,2^{\pm 0,1}$
- duritate: min 420 HV

Fig. 15.8. Roată dințată conică cu dinți drepți.

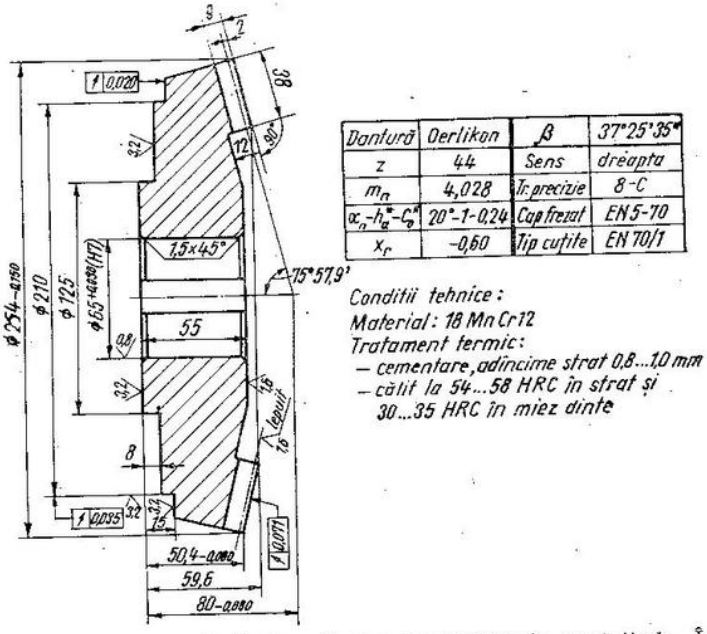


Fig. 15.9. Roată dințată conică (de la reductoarele tipizate în execuție la Întreprinderea „Neptun"-Cîmpina).

crare pentru roțile conice sînt precizate în tabelele 15.13 și 15.14, iar pentru angrenajele conice în treptele de precizie 6—7 abaterile de poziție și formă se indică în tabelul 15.15.

Tabelul 15.8

Elementele principale ale danturilor angrenajelor conice cementate standardizate în R.D.G. (extras din TGL 29896)

d_{e2} nominal mm	u nominal	z_1	z_2	d_{e1} mm	d_{e2} mm	R_e mm	b_2 mm	m_{nm} mm	m_{te} mm	x_{r1}	β_m
90	1	47	42	90,000	90,000	63,64	12	1,5	1,92	0,000	30°7,9′
	1,25	37	46	72,391		57,75			1,96	0,084	31°10,7′
	1,6	28	45	56,000		53,00			2,00	0,197	32°14,9′
	2	22	44	46,993	93,987	52,54	15		2,14	0,303	35°0′
	2,5	18	44	38,261	93,528	50,53	14		2,13	0,404	35°0′
	3,15	14	44	29,881	93,912	49,28			2,13	0,519	35°0′
	4	11	44	23,295	93,183	48,03	13		2,12	0,590	35°0′
	5	8	40	17,002	85,013	43,35	12		2,13	0,600	35°0′
	6,3	10	65	14,032	91,210	46,14		1	1,40	0,600	35°0′

Tabelul 15.8 (continuare)

z_{c2} nominal =	u nominal	z_1	z_2	d_{e1} mm	d_{e2} mm	R_e mm	b_2 mm	m_{nm} mm	m_{te} mm	x_{r1}	β_m
	1	47	47	112,000		79,20			2,38	0,000	20°59,9′
	1,25	37	46	90,087		71,87			2,43	0,084	22°26,1′
	1,6	28	45	89,688		65,96	16	2	2,49	0,197	23°52,0′
	2	22	44	56,000		62,61				0,303	25°44,0′
112	2,5	18	44	45,818	112,000	60,50			2,55	0,404	25°7,1′
	3,15	14	44	35,636		58,77				0,519	24°33,5′
	4	11	44	28,000		57,72				0,590	24°11,9′
	5	11	57	21,614		57,03	12	1,5	1,96	0,600	31°26,7′
	6,3	9	57	17,684		56,69				0,500	31°22,7′
	1	47	47	140,000		98,99			2,98	0,000	20°59,9′
	1,25	37	46	112,608		89,83			3,04	0,084	22°26,1′
	1,6	28	45	87,111		82,44			3,11	0,197	23°52,0′
	2	22	44	70,000		78,26	20	2,5		0,303	25°44,0′
140	2,5	18	44	57,272	140,000	75,63			3,18	0,404	25°7,1′
	3,15	14	44	44,545		73,46				0,519	24°33,5′
	4	11	44	35,000		72,15				0,590	24°11,9′
	5	11	57	27,017		71,29	16	2	2,46	0,600	23°28,7′
	6,3	9	57	22,105		70,87				0,500	23°22,7′
	1	47	47	180,000		127,28			3,83	0,000	30°7,9′
	1,25	37	46	144,782		115,50			3,91	0,084	31°10,7′
	1,6	28	45	112,000		106,00	24	3		0,197	32°14,9′
	2	22	44	90,000		100,62				0,303	33°37,8′
180	2,5	18	44	73,636	180,000	97,24			4,00	0,404	33°13,2′
	3,15	14	44	57,272		94,45				0,519	32°51,1′
	4	11	44	45,000		92,77				0,590	32°37,0′
	5	11	57	34,736		91,66	20	2,5	3,16	0,600	27°18,0′
	6,3	9	57	28,421		91,11				0,500	27°13,1′
	1	47	47	224,000		158,39			4,77	0,000	20°59,9′
	1,25	37	46	180,174		143,73			4,87	0,084	22°26,1′
	1,6	28	45	139,377		131,91	32	4	4,98	0,197	23°52,0′
224	2	22	44	112,000	224,000	125,22			5,09	0,303	25°44,0′
	2,5	18	44	91,636		121,01				0,404	25°7,1′

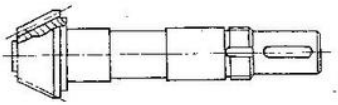
Tabelul 15.8 (continuare)

d_{e2} nominal mm	u nominal	z_1	z_2	d_{e1} mm	d_{e2} mm	R_e mm	b_2 mm	m_{nm} mm	m_{te} mm	x_{r1}	β_m
224	3,15	14	44	71,272	224,000	117,53	32	4	5,09	0,519	24°33,5′
	4	11	44	56,000		115,45				0,590	24°11,9′
	5	11	57	43,228		114,07	24	3	3,93	0,600	31°26,7′
	6,3	9	57	35,368		113,39				0,500	31°22,7′
280	1	47	47	280,000	280,000	197,99	40	5	5,96	0,000	20°59,9′
	1,25	37	46	225,217		179,67			6,09	0,084	22°26,1′
	1,6	28	45	174,222		164,89			6,22	0,197	23°52,0′
	2	22	44	140,000		156,52			6,36	0,303	25°44,0′
	2,5	18	44	114,545		151,26				0,404	25°7,1′
	3,15	14	44	89,090		146,92				0,519	24°33,5′
	4	11	44	70,000		144,31				0,590	24°11,9′
	5	11	57	54,035		142,58	32	4	4,91	0,600	23°28,7′
	6,3	9	57	44,210		141,73				0,500	23°22,7′
355	1	39	39	331,623	331,623	234,49	65	6	8,50	0,000	35°0′
	1,25	37	46	285,543	355,000	227,79	48		7,72	0,084	29°39,3′
	1,6	28	45	220,889		209,06			7,89	0,197	30°46,4′
	2	22	44	177,500		198,45			8,07	0,303	32°13,4′
	2,5	18	44	145,227		191,78				0,404	31°47,0′
	3,15	14	44	112,954		186,27				0,519	31°23,3′
	4	11	44	88,750		182,96				0,590	31°8,2′
	5	11	57	68,508		180,78	40	5	6,23	0,600	25°29,2′
	6,3	9	57	56,052		179,70				0,500	25°23,8′
450	1	37	37	399,067	399,067	282,18	81	8	10,79	0,000	30°0′
	1,25	32	40	362,493	453,117	290,14	80		11,33	0,084	35°0′
	1,6	25	40	283,904	454,247	267,84	75		11,36	0,197	35°0′
	2	22	44	225,000	450,000	251,56	64		10,23	0,303	26°20,0′
	2,5	18	44	184,090		243,10				0,404	25°44,2′
	3,15	14	44	143,181		236,11				0,519	25°11,7′
	4	11	44	112,500		231,92				0,590	24°50,9′
	5	11	57	86,842		229,15	48	6	7,89	0,600	31°54,4′
	6,3	9	57	71,052		227,79				0,500	31°50,5′

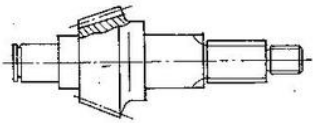
Tabelul 15.9

Formele constructive principale ale arborelui pinion conic

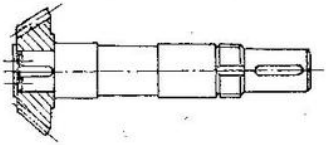
Forme constructive ale arborelui-pinion conic



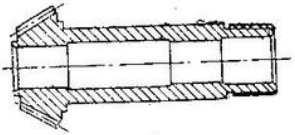
Arbore pinion conic sprijinit într-o parte (în consolă)



Arbore pinion conic sprijinit de o parte și de alta a danturii

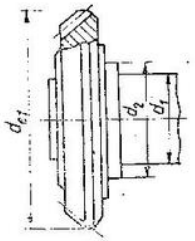


Arbore pinion conic din două bucăți



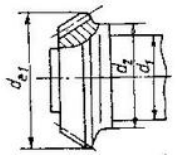
Arbore pinion conic tubular

Forme constructive ale părții conice a arborelui-pinion conic (recomandări)



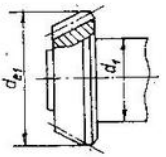
$d_{e1}/d_1 = 1{,}8 \ldots 2{,}9$

$d_2/d_1 = 1{,}2 \ldots 1{,}25$

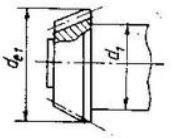


$d_{e1}/d_1 = 1{,}60 \ldots 1{,}90$

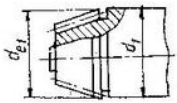
$d_2/d_1 = 1{,}15 \ldots 1{,}25$



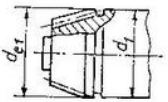
$d_{e1}/d_1 = 1{,}5 \ldots 1{,}90$



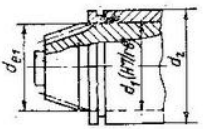
$d_{e1}/d_1 = 1{,}15 \ldots 1{,}5$



$d_{e1}/d_1 = 1 \ldots 1{,}1$

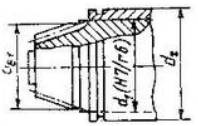


$d_{e1}/d_1 = 1 \ldots 0{,}9$



$d_{e1}/d_1 = 1{,}01 - 1{,}05$

$d_2/d_1 = 1{,}20 \ldots 1{,}50$

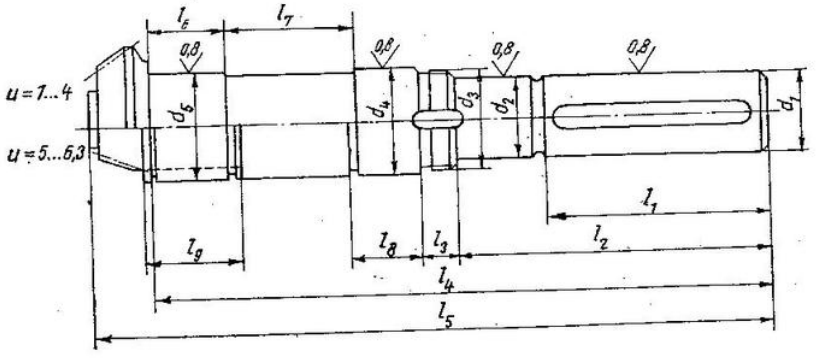


$d_{e1}/d_1 = 0{,}94 \ldots 0{,}99$

$d_2/d_1 = 1{,}15 \ldots 1{,}60$

Tabelul 15.10

Elementele constructive ale pinioanelor conice cementate pentru reductoare de uz general (extras din TGL 29896; dimensiuni în mm)

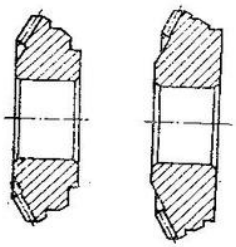


d_{e2} nominal	u nominal	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	$\frac{l_6}{l_9^*}$	$\frac{l_7}{l_8^*}$
90	1 — 1,6	28	28	M 32×1,5	35	35	60	107	12	210	233	26	44
112	1 — 1,6	35	35	M 40×1,5	40	40	80	107	12	230	255	41	47
	2 — 4	28	28	M 32×1,5	35	35	60	107	12	205	227	26	36
	5 — 6,3	20					50	77	12	173,6	193	31	23,6
140	1 — 1,6	45	45	M 50×1,5	50	50	110	137		290	325	45	67
	2 — 4	35	35	M 40×1,5	40	40	80	107	12	220	247	41	34
	5 — 6,3	22					50	77		188,6	213	45	23,6
180	1 — 1,6	55	55	M 64×1,5	65	65	110	140	13	325	369	53	84
	2 — 4	45	45	M 50×1,5	50	50		137	12	280	311	50	54
	5 — 6,3	28					60	87		228	257	54	32
224	1 — 1,6	65	65	M 80×2	80	80	140	174	15	410	473	63	118
	2 — 4	55	55	M 64×1,5	65	65	110	140	13	315	357	53	71
	5 — 6,3	35					80	110		283	319	63	38,5
280	1 — 1,6	75	90	M100×2	100	100	140	173	16	450	527	78	78
	2 — 4	55	65	M 80×2	80	80		174	15	394	447	70	92
	5 — 6,3	40					110	144		361	409	74	43,5
355	1,25—1,6	90	100	M110×2	110	110	170	210	18	515	603	71	100
	2 — 4	75	90	M100×2	100	100	140	173	16	430	493	78	58
	5 — 6,3	55					110	143		399	455	95	56
450	2 — 4	90	100	M110×2	110	110	170	210	18	496	572	71	81
	5 — 6,3	60				130	140	180		463	526	78	120

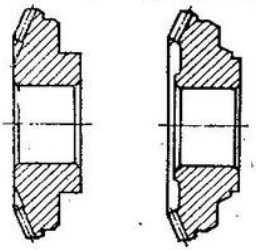
* Mărimile l_8 și l_9 sînt numai pentru rapoartele 5; 6,3.

Formele constructive principale ale roților dințate conice *Tabelul 15.11*

Roți conice cementate și călite liber

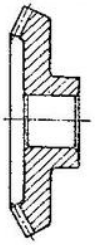


$u = 1 \ldots 1,6$



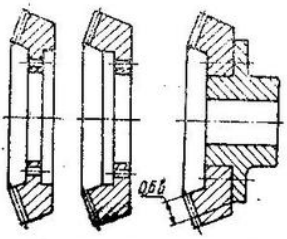
$u = 2 \ldots 6,3$

Roți conice îmbunătățite, nitrurate și călite în presă



Cu butuc într-o parte

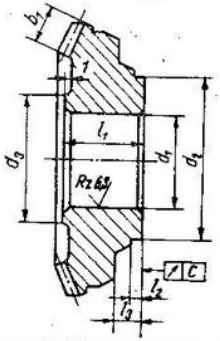
Cu butuc în două părți



Construcție asamblată

Tabelul 15.12

Elementele constructive ale roților conice cementate de reductoare de uz general
(extras din TGI. 29896; dimensiuni în mm)



d_{e2} nominal	u nominal	d_1	d_2	d_3	l_1	l_2	l_3	b_1	c µm	Strîngerea*)
90	1 — 1,6	36	65	—	28	6	—	14	5	+0,076 +0,060
112	1 — 1,6	45	75	—	36	15	—	18	5	+0,086 +0,070
	2 — 4	36		52	25	9	10	17		+0,076
	5 — 6,3				28	12	12	13		+0,060

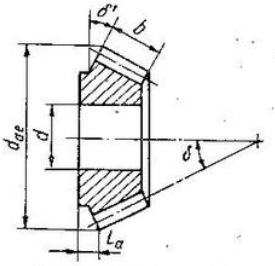
Tabelul 15.12 (continuare)

d_{f2} nominal	u nominal	d_1	d_2	d_3	l_1	l_2	l_3	b_1	c µm	Strîngerea*)
140	1 —1,6	55	100	—	42	15	—	22	8	+0,106 +0,087
	2 —4	45		62	34	—11	16	21	5	+0,086
	5 —6,3				36	16		17		+0,070
180	1 —1,6	70	156	—	45	8	—	26	8	+0,159 +0,146
	2 —4	55	88	72	40	10	16	25		+0,106
	5 —6,3		110			16		21		+0,087
224	1 —1,6	90	176	—	55	8	—	35	8	+0,200 +0,178
	2 —4	70	108	86	50	20	20	33		+0,159
	5 —6,3		130					25		+0,146
280	1 —1,6	110	236	—	65	16	—	43	8	+0,232 +0,210
	2 —4	90	148	110	65	22	22	41		+0,200
	5 —6,3		160					33		+0,178
355	1,25—1,6	130	320	—	75	10	—	51	10	+0,273 +0,248
	2 —4	110	188	—	75	30	—	49	8	+0,232
	5 —6,3		195	135			30	41		+0,210
450	2 —4	130	220	—	90	16	—	65	10	+0,273
	5 —6,3			155		18	42	49		+0,248

*) Strîngerea pe zona de fixare a arborelui, la montajul fără péne (cu încălzirea roții la max. 240°C)

Tabelul 15.13

Toleranțe de prelucrare auxiliare, în mm

Elementul geometric		Modulul normal, mm		
		≤1	1—8	>8
	d_{ae}	0 −0,080	0 −0,150	0 −0,250
	L_a	0 −0,050	0 −0,080	0 −0,100
	b	0 −0,150	0 −0,200	0 −0,250
	δ	+20′ −10′	+10′ −5′	+5′ −3′
	δ'	±1°	±30′	±15′

Tabelul 15.14

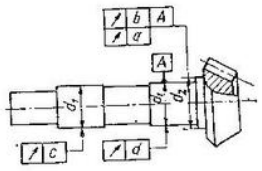
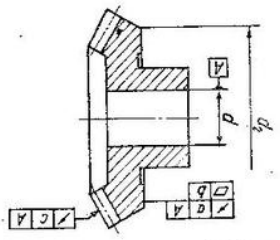
Toleranțe pentru diametrele de fixare în dispozitiv, în vederea danturării, funcție de clasa de precizie a angrenajului, în mm

Diametrul nominal d_2, mm*)	Angrenaj foarte precis (clasa 5–6)		Angrenaj precis (clasa 7–8)		Angrenaj obișnuit (clasa 9–10)	
	Arbore d_1	Alezaj d	Arbore d_1	Alezaj d	Arbore d_1	Alezaj d
25–100	$\begin{matrix}0\\-0{,}005\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}005\\0\end{matrix}$	$\begin{matrix}0\\-0{,}015\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}015\\0\end{matrix}$	$\begin{matrix}0\\-0{,}025\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}025\\0\end{matrix}$
100–250	$\begin{matrix}0\\-0{,}0075\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}0075\\0\end{matrix}$	$\begin{matrix}0\\-0{,}025\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}025\\0\end{matrix}$	$\begin{matrix}0\\-0{,}050\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}050\\0\end{matrix}$
250–500	–	–	$\begin{matrix}0\\-0{,}025\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}025\\0\end{matrix}$	$\begin{matrix}0\\-0{,}075\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}075\\0\end{matrix}$
>500	–	–	$\begin{matrix}0\\-0{,}050\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}050\\0\end{matrix}$	$\begin{matrix}0\\-0{,}100\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}100\\0\end{matrix}$

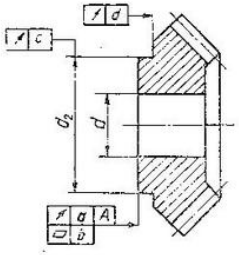
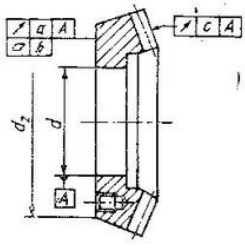
*) d – diametrul alezajului roții; d_1 – diametrele fusurilor pinionului conic

Tabelul 15.15

Abateri de formă și poziție pentru angrenaje conice-treptele de precizie 6–7, în mm

Forma piesei de prelucrat	Starea materialului piesei*)	Simbolul abaterii	Toleranța de prelucrare funcție de d_2			
			25–100	100–150	150–250	>250
	Moale, durificat	*a*	0,005	0,008	0,012	0,015
	Moale, durificat	*b*	0,005	0,008	0,012	0,015
	Durificat	*c*	0,038	0,038	0,038	0,038
	Moale	*d*	0,005	0,008	0,012	0,015
	Durificat	*d*	0,025	0,025	0,025	0,025
	Moale	*a*	0,010	0,015	0,025	0,030
	Durificat	*a*	0,015	0,025	0,035	0,045
	Durificat	*b*	0,008	0,015	0,025	0,050
	Moale	*c*	0,030	0,040	0,050	0,060

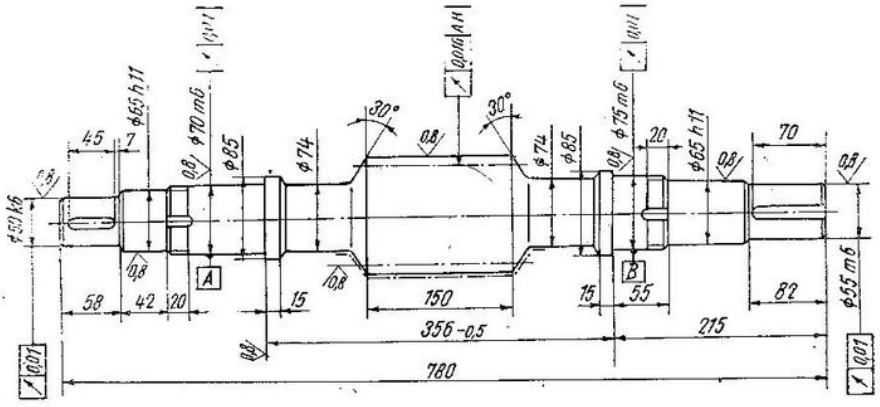
Tabelul 15.15 (continuare)

Forma piesei de prelucrat	Starea materialului piesei*)	Simbolul abaterii	Toleranțe de prelucrare funcție de d_2			
			25—100	100—150	150—250	>250
	Moale	*a*	0,010	0,015	0,023	0,030
	Durificat	*a*	0,015	0,025	0,035	0,045
	Durificat	*b*	0,008	0,015	0,025	0,050
	Durificat	*c*	0,005	0,005	0,010	0,015
	Durificat	*d*	0,005	0,005	0,010	0,015
	Moale	*a*	0,010	0,015	0,025	0,030
	Durificat	*a*	0,015	0,025	0,035	0,045
	Durificat	*b*	0,008	0,015	0,025	0,050
	Durificat	*c*	0,030	0,040	0,050	0,060

*) Prin piesă moale se înțelege în stare recoaptă sau îmbunătățită, iar durificată în stare cementat-călit sau nitrurat.

Principalele forme constructive de melci cilindrici sînt sistematizate în tabelul 15.16: melci rezemați de o parte și de alta a danturii (construcția cea mai frecventă), melci în consolă (utilizați la motoreductoare și trolii de ascensor: axul motorului este prevăzut cu dantură), melci tubulari (în special pentru angrenajele principale ale mecanismelor de acționare a armăturilor industriale). Melcii angrenajelor de performanță se execută durificați prin cementare și cu flancuri rectificate, $R_a = 0{,}4 \ldots 0{,}8$ μm. Utilizare restrînsă (și cu limite de încărcare mai mici la angrenaj) au melcii durificați prin c.i.f. și rectificați (din oțeluri de îmbunătățire). Melcii cu flancuri rectificate trebuie să prezinte spații de ieșire și divizare pentru discul abraziv.

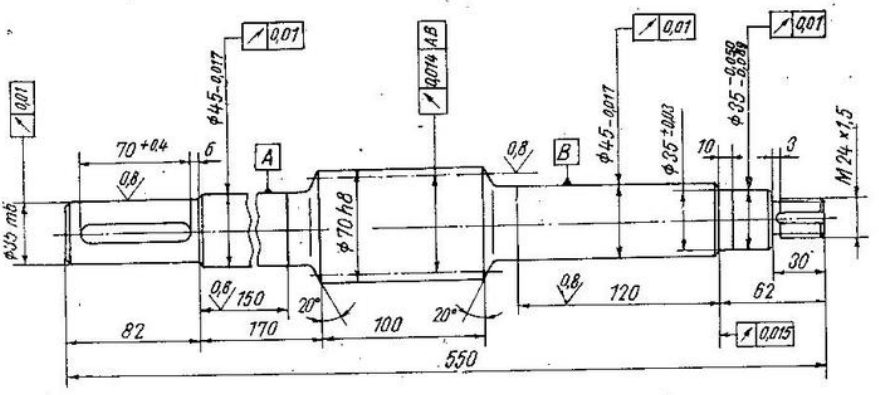
Recomandări asupra construcției melcilor cementați, după firma Flender (R.F.G), sînt date în tabelul 15.17, iar în fig. 15.10 și 15.11 se dau două exemple de melci din fabricația Întreprinderii „Neptun" Cîmpina.



m	10	Melcul de referință (generator)	ZK1 (450) 2×10×10/dr STAS 6845-82	d_1	100
z_1	2			q	10
Tip melc	ZK1	Precizia	6-C	a_w	250
γ	11°18'36"	$\bar{s}_{a1}$	$15{,}402^{-0{,}176}_{-0{,}216}$	z_2	41
Sens melc	dreapta	h_{a1}	10,023	h	22

Condiții tehnice:
Material: 21 Mo Mn Cr 12
Tratament termic: cementat strat (finit) 1,2...1,6 mm (numai dantura), călit - revenit la 56...60 HRC

Fig. 15.10. Melc rezemat pe rulmenți (din fabricația Întreprinderii „Neptun"-Cîmpina; a_w = = 250 mm; u = 20,5).



m	5	Melcul de referință (generator)	ZK1 (450) 2×5×12/st STAS 6845-82	d_1	60
z_1	2			q	12
Tip melc	ZK1	Precizia	6-C	a_w	180
γ	9°27'44"	$\bar{s}_{a1}$	$7{,}747^{-0{,}150}_{-0{,}190}$	z_2	61
Sens înclinație	stînga	$\bar{h}_{a1}$	5,007	h	11,25

Condiții tehnice:
Material: 21 Mo Mn Cr 12
Tratament termic: cementat strat (finit) 0,8...1,0 mm (numai dantura), călit - revenit la 56...60 HRC

Fig. 15.11. Melc rezemat pe lagăre cu alunecare (de la troliul tip II executat la Întreprinderea „Neptun" Cîmpina; a_w = 180 mm, u = 30,5).

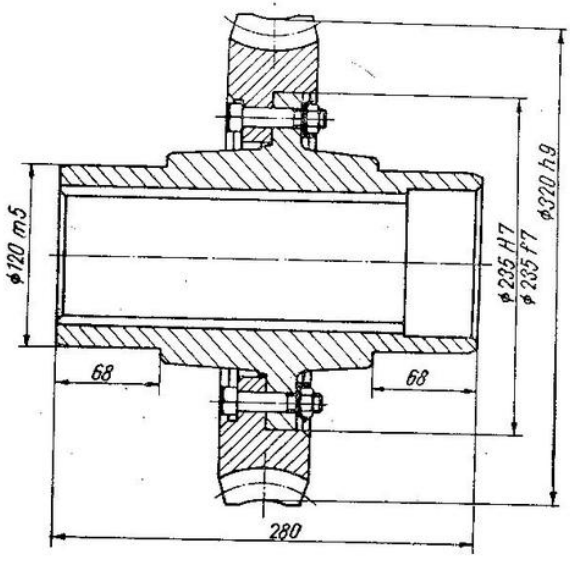
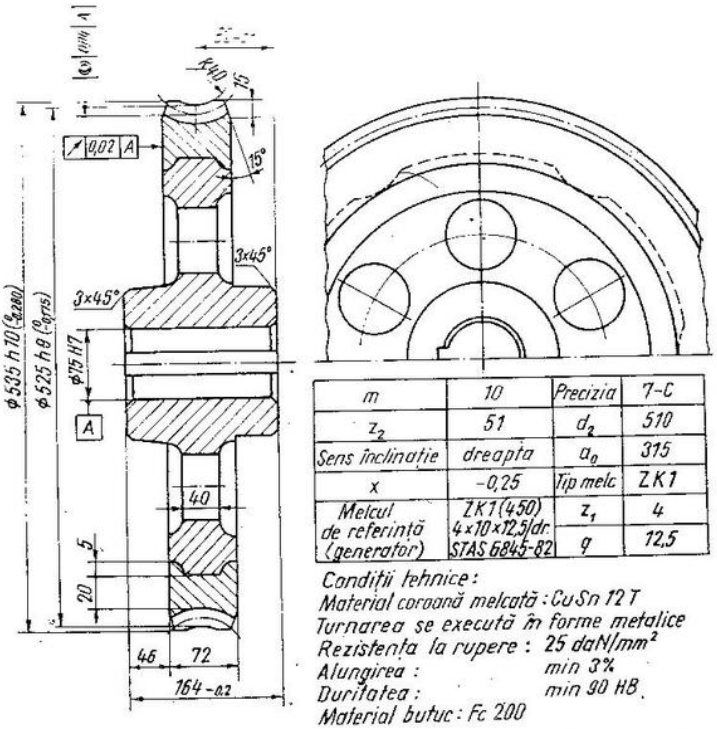


Fig. 15.12. Roată melcată fixată pe arbore tubular (exemplu pentru $a_w = 200$ mm, $u = 31$, $m = 10$ mm, $q = 10$).

Formele principale ale roților melcate sînt prezentate în tabelul 15.18. Complet din bronz, aliaj scump și deficitar, se execută numai roțile mici. În general, roțile melcate se execută cu butuc din fontă sau oțel și coroană din bronz; coroanele turnate centrifugal se fixează mecanic (fretare și asigurare cu știfturi filetate, sau fixare cu șuruburi de păsuire), coroanele turnate în forme metalice au butucul parte interioară a formei (pentru siguranța fixării butucul este prevăzut cu crestături sau găuri). În tabelul 15.19 este dată o sistematizare a construcției roților melcate tipizate la reductoarele Flender, iar în fig. 15.12—15.14 cîteva exemple de roți melcate din fabricația Întreprinderii „Neptun".

Materiale pentru roți dințate, cu caracteristicile stratului durificat pe flancurile dinților se indică în § 14.4 (v. tabelele 14.81 și 14.82, corelate cu fig. 14.43).

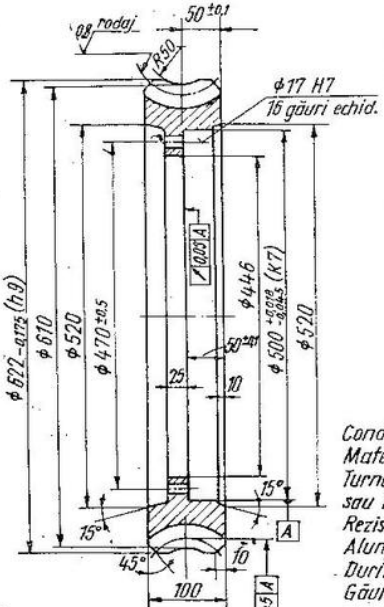
Pentru comparare, se prezintă în tabelul 15.20 influența materialelor și tratamentelor termice adoptate pentru roți dințate asupra dimensiunilor reductorului. În scopul realizării unor construcții de gabarit redus, tendința în construcția de reductoare este de a folosi tratamentele de durificare superficială și, în mod special, executarea roților dințate din oțeluri de cementare cu durificare prin cementare-călire și apoi rectificarea danturii (în tabelul 15.20 se evidențiază că soluția aceasta este și cea mai economică).



m	10	Precizia	7-C
z_2	51	d_2	510
Sens înclinație	dreapta	a_0	315
x	−0,25	Tip melc	ZK1
Melcul de referință (generator)	ZK1 (450) 4×10×12,5 dr. STAS 6845-82	z_1	4
		q	12,5

Condiții tehnice:
Material coroană melcată: CuSn 12 T
Turnarea se execută în forme metalice
Rezistența la rupere: 25 daN/mm²
Alungirea: min 3%
Duritatea: min 90 HB
Material butuc: Fc 200

Fig. 15.13. Roată melcată cu coroana fixată prin turnare pe butuc: $a_w \geq 80$ mm (exemplul pentru $a_w = 315$ mm; $u = 12,5$).



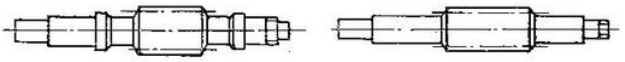
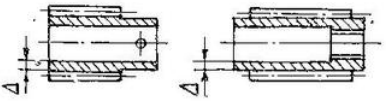
m	12,5
z_2	48
Sens înclin.	dreapta
x	0,438
Melcul de referință (generator)	ZK1 (450) 4×12,5×10 dr. STAS 6845-82
Precizia	7-C
d_2	600
a_0	355
Tip melc	ZK1
z_1	4
q	10

Condiții tehnice:
Material: CuSn 12 T
Turnarea se execută centrifugal sau în forme metalice
Rezistența la rupere: 25 daN/mm²
Alungirea: min 3%
Duritatea: min 90 HB
Găurile φ17 H7 se alezează la coroana asamblată cu butucul

Fig. 15.14. Coroană melcată cu fixare pe butuc cu șuruburi de păsuire.

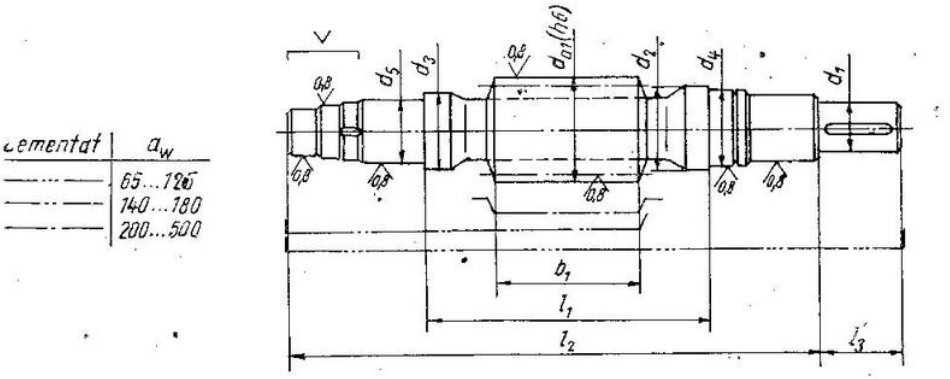
Tabelul 15.16

Tipurile principale de melci cilindrici

Forma și exemple	Δ
Melci sprijiniți simetric 	–
Melci sprijiniți într-o parte (în consolă)	–
Melci tubulari 	⩾1,5 m melci îmbunătățiți ⩾2,5 m melci cementați

Tabelul 15.17

Elemente constructive ale melcilor fabricați de firma Flender



a_w	65	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500
d_1	19	24	24 28	28 32	28 38	32 42	32 42	38 48	38 48	42 55	48 60	48 65	55 70	60 75	–	–
d_2	26	31	48	55	60	65	72	85	85	95	98	115	115	125	max 150	max 160
d_3	26	31	48	55	60	65	72	68,5	68,5	80	80	98	98	108	max 150	max 160

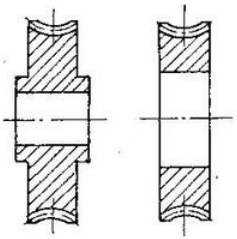
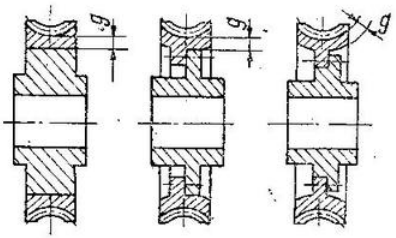
Tabelnl 15.17 (continuare)

d_4	20	25	40	45	50	55	60	75	75	85	85	100	100	110	—	—
d_5	20	25	40	45	50	55	60	60	60	70	70	85	85	95	—	—
d_1	95	116	150	180	202	224	250	273	308	353	383	427	473	483	—	—
d_2	162	190	300	343	365	415	449	511	554	633	690	770	860	930	950	105
d_3	35	40	35 40	50 60	50 60	60 70	60 70	60 80	60 80	70 90	80 105	80 105	90 120	105 120	—	—
d_f	32 48	36 60	48 78	62 96	68 98	76 126	86 132	96 158	108 164	128 198	140 206	158 244	166 270	198 302	216 304	250 344
Rulmenți: — la d_4 și d_5 cîte un rulment grupa 73B sau 313								Rulmenți: — la d_4 un rulment grupa 62; — la d_5 doi rulmenți grupa 313							—	

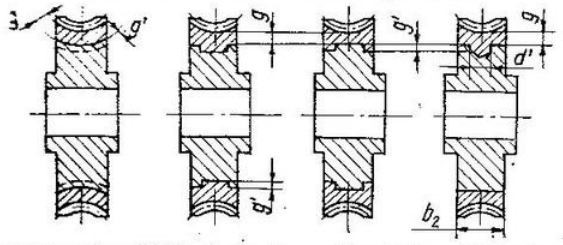
Observație. Schița reprezintă configurația melcilor la $a_w = 200 \ldots 400$. La $a_w = 65$ și 80 lipsește capătul V, reductoarele nefolosind ventilator de răcire.

Tabelul 15.18

Tipurile principale de roți melcate

Forme și exemple	Recomandări
Monobloc 	—
Cu coroana melcată fixată mecanic pe butuc 	$g \geq 2\ m$, dar peste 10 mm la prima construcție $g \geq 1{,}5\ m$, dar peste 10 mm la celelalte construcții

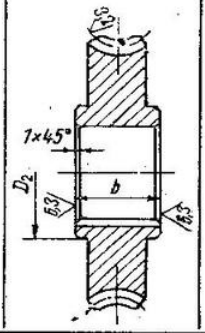
Tabelul 15.18 (continuare)

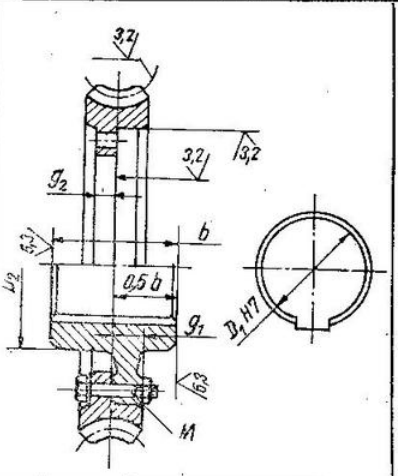
Forma și exemple	Recomandări
Cu coroana melcată turnată pe butuc 	$g \geq 1{,}5\ m$, dar peste 10 mm $g' = 0{,}1\ b_2$ $d' = 0{,}4\ b_2$

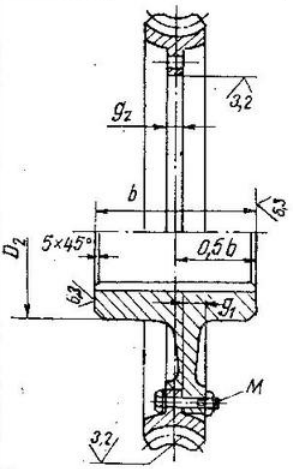
Tabelul 15.19

Elemente constructive ale roților melcate ale firmei Flender (R.F.G.)

Tipul constructiv





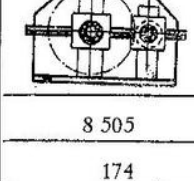
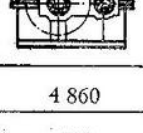
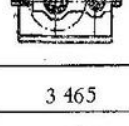
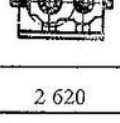
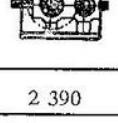
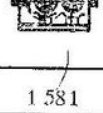


a_w	65—80	100 125	140 180	200 225	250 280	320 360	400	450	500
D_1/a_w	0,55—0,6	0,52	0,5	0,47	0,45	0,42	0,42	0,4	
D_2/D_1	1,35	1,65		1,7			1,75	1,75	1,8
b/a_w	0,5	0,6						0,65	
g_1	—	22		30		40		50	
g_2	—	13		20		25		32	
M	—	12		16				16	20
Nr. șuruburi	—	6	8		12	16	20	20	

Observație. Ajustajul coroană dințată — butuc: K7/h6. Șuruburile — grupa 8.8, piulițele — grupa 8.

Tabelul 15.20

Masa și costul reductoarelor cu angrenaje executate din materiale și cu tratamente termice diferite ($M_{1n} = 21\,400$ Nm; $n_1 = 500$ min^{-1}; $u = 3$; carcasă sudată; $k_A = 1{,}25$; $S_{F\,min} = 2{,}3$; $S_{H\,min} = 1{,}3$)

Materialul	P: OLC 45 R: OLC 45	P: 41 MoCr 11 R: 41 MoCr 11	P: 21 MoMnCr 12 R: 41 MoCr 11	P: 41 MoCr 11 R: 41 MoCr 11	P: 41 MoCr 11 R: 41 MoCr 11	P: 21 HoMnCr 12 R: 21 MoMnCr 12
Tratamentul termic	Normalizare	Îmbunătățire	P: Cementare-călire R: Îmbunătățire	Nitrurare în gaz	Călire prin inducție	Cementare-călire
Prelucrarea dinților	Frezare	Frezare	P: Rectificare, R: Frezare	Frezare foarte înîngrijită	Frezare și lepuire	Rectificare
Distanța între axe, a_w, mm	830	650	585	490	470	390
Forma constructivă						
Masa, kg	8 505	4 860	3 465	2 620	2 390	1 581
Masa %	174	100	71	54	49	33
Costul %	132	100	85	78	66	63
Siguranța S_H	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,6
Siguranța S_F	6,1	5,7	3,9	2,3	2,3	2,3

* P – pinion; R – roată

15.1.2. *Indicații privind întocmirea desenelor de execuție ale roților dințate*

Desenul propriu-zis al unei roți dințate este însoțit de un tabel cu parametrii danturii și de condiții tehnice.

Tabelul parametrilor danturii se așază în colțul din dreapta sus al formatului desenului (fig. 15.15) și este structurat astfel:

— parametrii principali ai danturii (inclusiv treapta de precizie);

— elementele geometrice care definesc poziția profilului de referință; de exemplu, la roțile dințate cilindrice: lungimea peste dinți, grosimea pe coarda constantă și înălțimea la coarda constantă sau lungimea peste role;

— alte date informative; de exemplu, la roțile dințate conice cu dinți curbi se trec fișa de reglaj a capetelor de frezat dantură și mașinii de danturat;

— indicii și complecșii de indici de precizie.

În tabelele 15.21—15.23 se dau exemple de completare a tabelului elementelor danturii pentru toate tipurile de roți dințate. Dacă roata dințată are două coroane dințate cu parametri diferiți, tabelul va avea două coloane pentru valori numerice (fig. 15.16).

Treptele de toleranță ale roților dințate și angrenajului, mărimea jocului dintre flancurile dinților, rugozitatea suprafețelor active ale dinților și recomandări privind adoptarea mărimii acestora se prezintă în STAS 12192-84, și în § 14.2 și 15.1.1. Pentru reductoarele de uz general se pot utiliza și recomandările din tabelul 15.24.

Condițiile tehnice de pe desenul roților dințate cilindrice și conice privesc: tratamentul termic (grosimea stratului cementat și duritatea acestuia, duritatea la miezul dintelui, faptul că pentru evidențierea pe roată a stratului cementat se admite teșirea a 1—2 dinți pe partea laterală a roții), condiții de demagnetizare (dacă este cazul), dezechilibrul admis (la roțile cu viteza periferică peste 15 m/s).

Condițiile tehnice de pe desenul melcului se referă la tratamentul termic, la forma capetelor spirei (se teșesc pînă la o grosime de min 0,5 *m*), la muchiile spirelor (se teșesc sau se rotunjesc pe 0,1—0,2 *m*). Condițiile tehnice de pe desenul roții melcate se referă la modul de turnare al roții (coroanei), caracteristicile materialului, defectele admise și modul de remediere.

Fig. 15.15. Dispunerea tabelului parametrilor danturii pe desenul roților dințate și melcate.

Fig. 15.16. Indicarea parametrilor danturii la o roată cilindrică cu două coroane dințate.

Tabelul 15.21

Tabelul parametrilor danturii pentru roțile dințate cilindrice

Modulul	m_n		Modulul	m_n	
Numărul de dinți	z		Lungimea peste N dinți	W	
Unghiul de înclinare	β		Diametrul de divizare	d	
Sensul liniei dintelui	—	—	Înălțimea dintelui	h	
Profilul (normal) de referință			Numărul de desen al roții dințate conjugate	—	
Coeficientul de deplasare a profilului	x		Indici de precizie pentru roata dințată (angrenaj) după STAS 6273-80	A	B
Treapta de precizie STAS 6273-80	—				

Observație. Lățimea tabelului se face de 110—120 mm iar înălțimea unei linii de 7—10 mm.
Coloana A este de 10 mm și B de 30—35 mm.

Tabelul 15.22

Tabelul parametrilor danturii pentru roți (pinioane) conice (cu exemplu)

Tipul danturii	—	OERLIKON	Tipul danturii	—	OERLIKON
Modulul frontal exterior	m_{te}	8	Unghiul dintre axe	Σ	90°
Modulul normal mediu (de calcul)	m_{nm}	5,7706	Grosimea de divizare a dintelui	$\bar{s}$	$4{,}677^{-0{,}114}_{-0{,}344}$
Numărul de dinți	z	34	Înălțimea la coardă	$\bar{h}_a$	2,311
Profilul de referință	$\alpha_n - h_c^* - c_0^*$	20° — 1 — 0,21	Capul de frezat	—	EN 5—70
			Tipul cuțitelor	—	EN 70/5
Unghiul de înclinare mediu	β_m	34°40′45″	Calculația	—	N-5011
Sensul înclinării	—	Dreapta	Roata conjugată — Numărul de dinți	z	7
Deplasarea specifică radială	x_r	−0,6	Roata conjugată — Numărul desenului	—	163.0201.01
Deplasarea specifică tangențială	x_t	−0,44	Indici de precizie pentru roata conică după STAS 6460-81	— A	— B
Treapta de precizie STAS 6460-81	—	8—7—6 B			

Observație. Lățimea tabelului se face de 110—120 mm, iar înălțimea unei linii de 7—10 mm.
Coloana A este lată de 10 mm iar coloana B de 30—45 mm.

Tabelul 15.23, a

Tabelul parametrilor danturii pentru melcii cilindrici (cu exemplu)

Modulul	m	8
Numărul de începuturi	z_1	2
Tipul melcului	—	ZK1
Unghiul de pantă al spirei	γ	9°05′25″
Sensul spirei melcului	—	Dreapta
Melcul de referință	—	ZK1 (450) STAS 6845-82
Treapta de precizie STAS 6461-81	—	6-C
Grosimea spirei pe coardă	s_{a1}	
Înălțimea la coardă	h_{a1}	
Diametrul de divizare	d_1	80
Coeficientul diametral	q	
Distanța dintre axe	a_w	200,0
Numărul de dinți al roții melcate conjugate	z_2	41
Înălțimea spirei melcului	h	
Numărul de desen pentru roata melcată conjugată		
Indici de precizie pentru melc după STAS 6461-81		

Tabelul 15.23, b

Tabelul parametrilor danturii pentru roți melcate (cu exemplu)

Modulul	m	8
Numărul de dinți	z_2	41
Sensul liniei dinților	—	Dreapta
Coeficientul deplasării melcului	x	
Melcul de referință (generator)	—	ZK1(450) STAS 6845-82
Treapta de precizie STAS 6461-81	—	6-C
Diametrul de divizare	d_2	328
Distanța dintre axe la prelucrare	a_0	200 ±
Tipul melcului	—	ZK1
Numărul de începuturi	z_1	2
Numărul de desen al melcului conjugat		
Indici de precizie pentru roata melcată după STAS 6461-81		

Tabelul 15.24

Recomandări pentru adoptarea treptelor de precizie la angrenajele reductoarelor de uz general

Viteza periferică a danturii, m/s	Treptele de precizie minim necesare* (simbolizare conform STAS 6273-80)
Pînă la 5	10—9—8—B
Între 5 și 8	9—8—7—B
Între 8 și 12,5	9—7—7—B
Peste 12,5	8—6—6—B

* Se pot adopta și trepte de precizie mai redusă, conform cerințelor STAS 12192-84.

15.1.3. *Construcția carcaselor*

Carcasele reductoarelor se execută de obicei prin turnare din fontă (Fc 200, Fc 250). Turnarea din oțel (OT 450) se utilizează mai puțin și în mod special la reductoarele capetelor de tăiere ale combinelor miniere și alte reductoare de subteran (pentru a permite remedierea ușoară a fisurilor și spargerilor). Construcția sudată se folosește numai la serii de cîteva bucăți și la carcasele superioare și băile de ulei ale reductoarelor foarte mari.

Formele constructive ale carcaselor de reductoare depind de schema cinematică a transmisiei, de gabarite, tehnologie și considerente estetice. În fig. 15.17 sînt reprezentate cîteva forme de carcase pentru reductoarele cu angrenaje cilindrice cu axele în plan orizontal. La reductoarele de uz general, curent se folosesc construcțiile din fig. 15.17, *a*. Pentru reductoarele cu angrenaje din oțeluri de îmbunătățire nervurile de rigidizare se dispun pe partea exterioară a carcaselor inferioară și exterioară (fig. 15.17, *a* — mijloc). Urmărind o baie cu volum cît mai mare de ulei, la reductoarele cu angrenaje durificate, carcasa inferioară are pereții decalați față de carcasa superioară — (fig. 15.17, *a*, dreapta; a se observa și „buzunarele" de colectare a uleiului pentru ungerea lagărelor). La reductoarele mari, carcasele au formele din fig. 15.17, *b* și *c*. Așezarea și fixarea reductorului se face pe două borduri

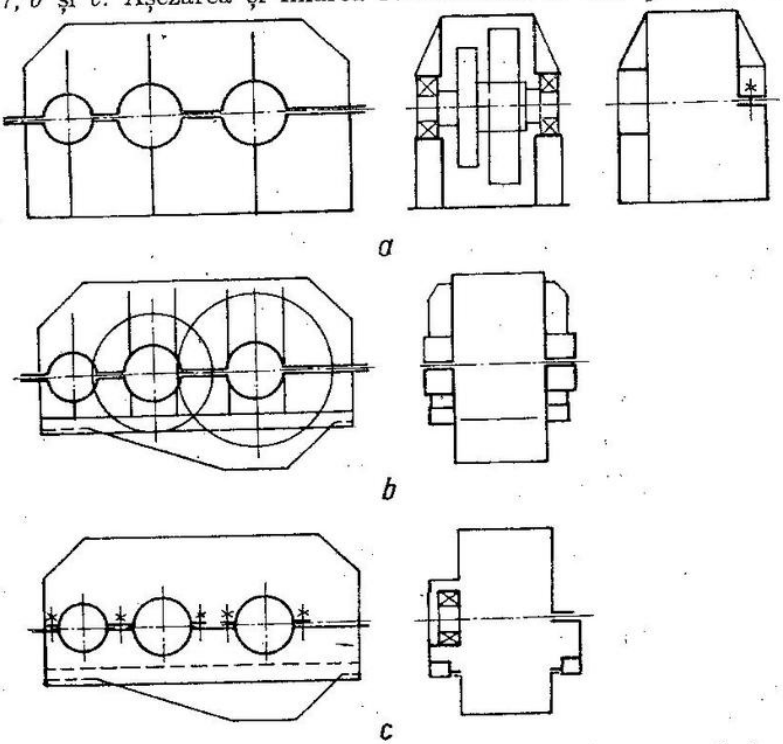
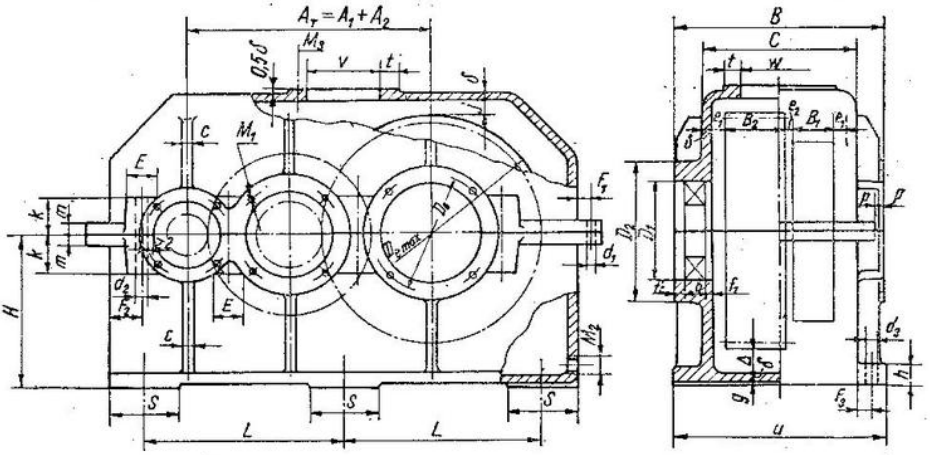


Fig. 15.17. Forme de carcase pentru reductoare cilindrice cu axele în plan orizontal.

dispuse pe lungul carcasei, iar baia de ulei are o formă ce urmărește un gabarit minim. La reductoarele foarte mari (greutatea peste 10—15 t), carcasa inferioară are o formă de ramă și se execută prin turnare, iar baia de ulei se atașează (construcție din tablă subțire, cu prindere cu șuruburi). Carcasa superioară are numai rolul de a închide reductorul, lagărele având capace fixate foarte rigid pe carcasa inferioară. În aceste condiții, carcasa superioară se execută din tablă subțire (v. fig. 15.17, *c*).

La reductoarele melcate, limita termică de încărcare fiind determinantă în performanțe și condiționată de cantitatea de ulei și mărimea suprafeței exterioare a carcasei, se recomandă: la reductoarele cu melcul în carcasa inferioară — înălțimea de la talpă la axa melcului este $(0{,}8 \ldots 1)a_w$, unde a_w este distanța dintre axele angrenajului; la reductoarele cu melcul deasupra roții, înălțimea carcasei inferioare este $(1{,}2 \ldots 1{,}3)a_w$; lățimea carcasei la interior $(0{,}9 \ldots 1)a_w$; nervuraj des și orientat pe direcția de circulație a aerului, impusă de ventilatorul fixat pe melc. Aceste recomandări se pot urmări pe reductorul din fig. 15.27.

În fig. 15.18 se prezintă construcția unei carcase turnate pentru reductoarele cilindrice tipizate în două trepte, iar în fig. 15.19 o carcasă construcție sudată pentru un reductor conico-cilindric.

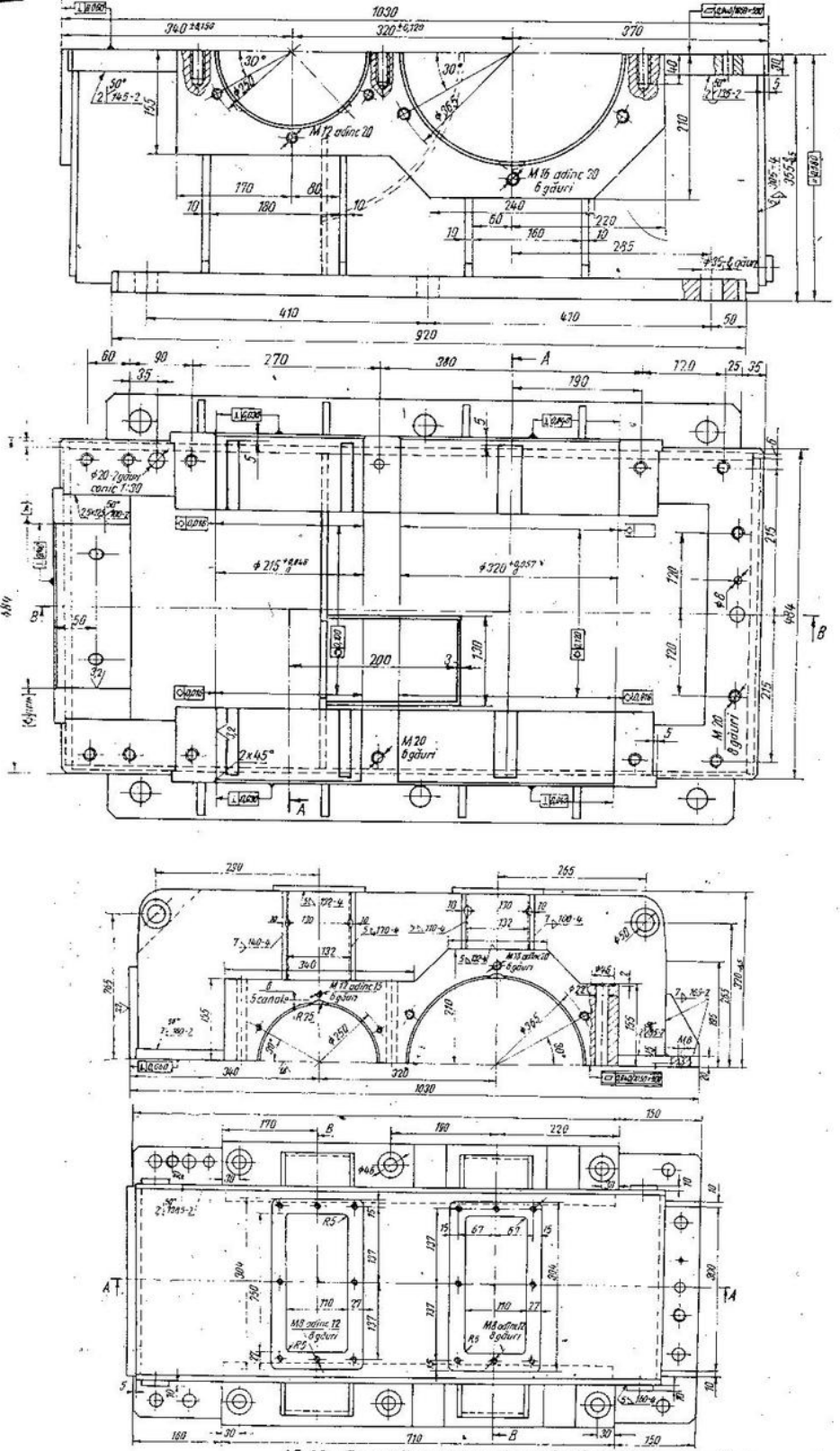


$\delta = 5 + 0{,}3\sqrt{A_T}$
$c = 0{,}7\delta$
$e_1 = 5 + 0{,}035\,A_T$
$e_2 = 0{,}5\,e_1$
$f_1 = 5 + 0{,}05\,D_1$
$f_2 = f_1 + 5$
b, D_1 – catalog rulmenți
$M_1 = 3 + 0{,}25\sqrt{A_T}$
$j = 10 + 0{,}05\,D_{e\,max}$
$D_0 = D_1 + 3M_1$; $D_2 = D_0 + 4M_1$

$g = 0{,}5\delta$
$m = 1{,}5\delta$
$h = (1{,}8 \ldots 2{,}2)\delta$
$d_1 = 0{,}7\,m$
$d_2 = (0{,}8 \ldots 1)\,m$
$d_3 = 2M_1$
$F_1 = 1{,}5\,d_1$
$F_2 = (2 \ldots 3)\,d_2$
$F_3 = 1{,}5\,d_3$
$E \approx (3 \ldots 4)\,d_2$

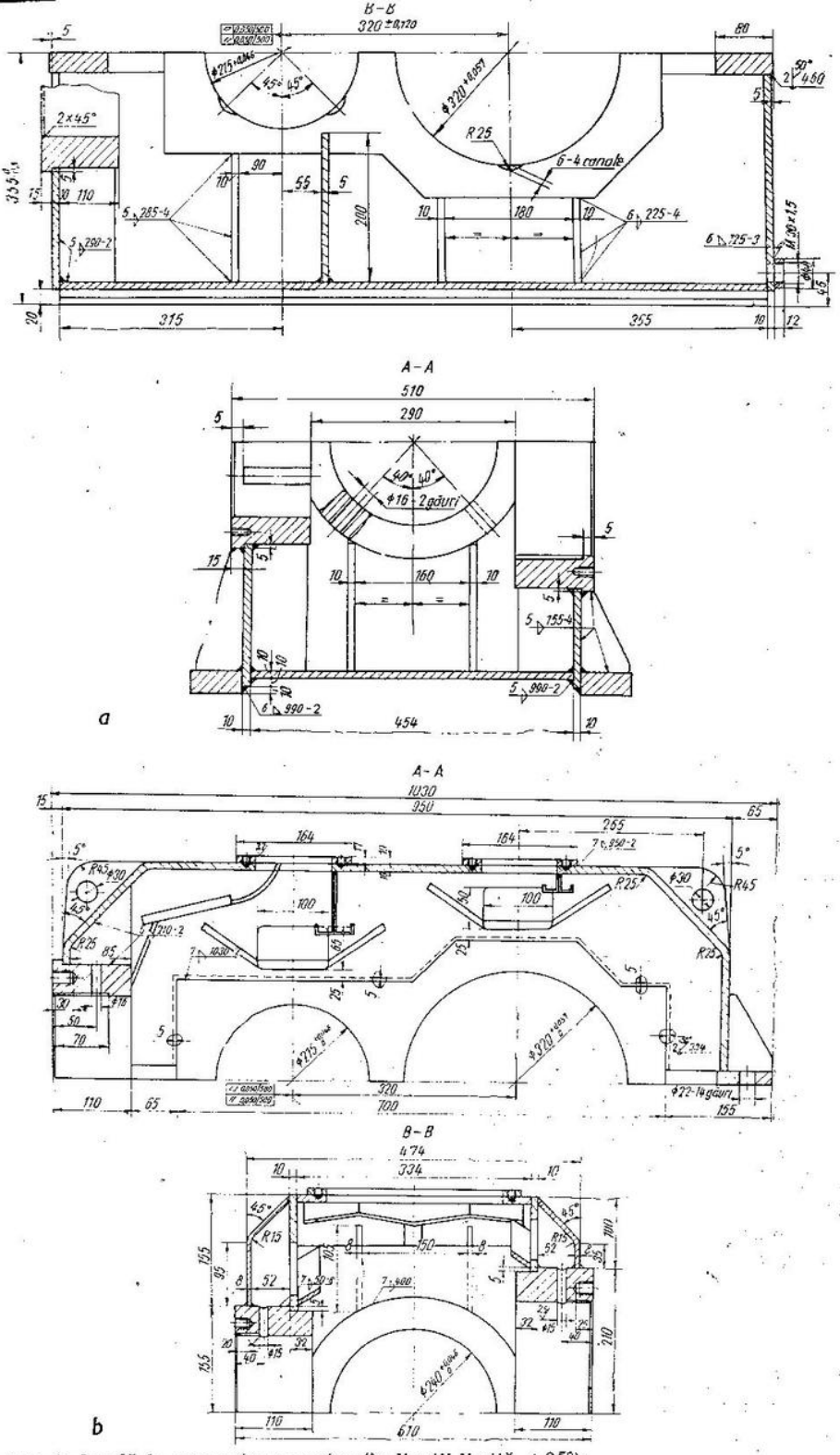
M_2 – M12×1 – $A_T < 100$
M16×1,5 – $A_T = 100 \ldots 250$
M24×1,5 – $A_T > 250$
$v = 30 + 0{,}2\,A_T$
(la $A_T > 500$ se execută două deschideri cu $v/2$)
$w = C - 3(\delta + e_1)$
$t = 3\delta$
$u = C + 4f_3$
k – grafic, corespunzător la E recomandat
$H = 1{,}12\,A_2$

Fig. 15.18. Carcasă în construcție turnată pentru reductoare cilindrice în două trepte de uz general.



15.19. Carcasă construcție sudată pentru un reductor conico-

a — carcasă inferioară;



a

b

Tambur cilindric de bandă la excavator cu rotor (înclinații limită ±25°):
a — carcasă superioară.

15.1.4. *Construcția lagărelor*

La reductoarele de uz general se utilizează exclusiv lagăre cu rulmenți La reductoarele speciale navale, la multiplicatoare (în general la transmisiile turbo) și la troliile de ascensor se utilizează lagăre cu alunecare. Se aplică recomandările privind calculul și construcția lagărelor cu alunecare și cu rulmenți din cap. 4 și 5 din volumul I al acestei lucrări. Reductoarele și motoreductoarele ce se prezintă în § 15.2 și 15.3 cuprind soluții de lagăre ce pot servi ca model. O subliniere în plus privind construcția lagărelor cu rulmenți la reductoarele cu angrenaje conice și melcate: se cere ca lagărele să prezinte rigiditate mare la solicitările axiale, în vederea menținerii, la funcționarea în sarcină (la diverse încărcări), a petei de contact din angrenaj reglate static și fără încărcare (sau cu o tensionare redusă pentru așezarea angrenajelor fără joc axial în rulmenți).

15.2. Calculul și construcția reductoarelor cu angrenaje cu axe fixe

15.2.1. *Calculul reductoarelor cu angrenaje cu axe fixe*

Datele inițiale de proiectare a unui reductor sînt: caracteristica ciclogramei de încărcare-constantă, variabilă în trepte sau variabilă continuu; raportul total de transmitere u; pozițiile arborilor de intrare și ieșire; condițiile de funcționare.

Ciclograma de încărcare variabilă se reduce la o încărcare constantă echivalentă a reductorului la arborele de ieșire, P_E, conform STAS 12268-84, tabelul 1.

Desfășurarea calculului este diferită după cum se dorește alegerea unui reductor tipizat, sau proiectarea unui reductor nou, netipizat.

Alegerea unui reductor tipizat se realizează conform metodologiilor din prospectele firmelor [11]. În prospecte se indică puterea P, în kW, pentru o încărcare la oboseală constantă, fără șocuri ($K_A = 1$), cu funcționare continuă ($K_D = 1$). Se indică de asemenea puterea la limita termică ($t_f \leqslant 85°C$) fără răcire suplimentară, P_T. Pentru a se ține seama de condițiile reale de funcționare ale reductorului acesta se va alege din catalog la o putere efectivă P_{ef} dată de condițiile:

$$P_{ef} = K_A K_D P_E \leqslant P;\ P_E \leqslant K_T P_T,$$

unde: K_A este factorul de utilizare și se va adopta din STAS 12268-84, tabelele 2.1 și 2.2; K_D — factorul duratei de funcționare (tabelul 15.25); K_T — factorul limitei termice (tabelul 15.26).

Tabelul 15.25

Factorul duratei de funcționare, K_D la reductoarele cilindrice și conice

Durata zilnică de funcționare, ore*)	<1/2	1/2 la 3	3 la 8	8 la 16	16 la 24
Durata anuală de funcționare, ore	Pînă la 200	200 la 1 000	1 000 la 3 000	3 000 la 6 000	Peste 6 000
Factorul K_D	**)	0,71	0,80	0,90	1,00

*) Dacă întreruperile sînt mai lungi decît o zi, atunci K_D se adoptă corespunzător duratei medii anuale de funcționare.

**) K_D se hotărăște de producător pe baza condițiilor de funcționare și spectrogramei de încărcări.

Tabelul 15.26

Factorul limitei termice K_T(K_{T_1} și K_{T_2}) la reductoarele cilindrice și conice

Modul de răcire	Temperatura ambiantă, în °C	Durata de funcționare pe oră				
		100%	80%	60%	40%	20%
Fără răcire suplimentară K_{T_1}	10	1,17	1,40	1,64	1,87	2,00
	20	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
	30	0,82	0,99	1,15	1,32	1,48
	40	0,65	0,78	0,90	1,04	1,17
	50	0,48	0,58	0,67	0,77	0,68
Cu răcire prin ventilator montat pe arborele reductorului K_{T_2}	10	1,17	1,40	1,64	1,87	2,10
	20	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
	30	0,84	1,01	1,17	1,35	1,51
	40	0,69	0,83	0,96	1,11	1,25
	50	0,53	0,64	0,74	0,85	0,95

Dacă $P_E > K_T P_T$, atunci ori se introduce răcire suplimentară prin serpentină cu apă (v. tabelul 14.102), ori dacă nu se dorește răcire suplimentară se adoptă un reductor de dimensiuni mărite (soluție neeconomică).

Alegerea reductoarelor melcate se realizează după o metodologie similară [11].

Calculul unui reductor netipizat prevede următoarele etape mai importante: adoptarea tipului de reductor în funcție de condițiile de funcționare și poziția arborilor de intrare și ieșire; împărțirea raportului total de transmitere u pe trepte; dimensionarea la rezistență și determinarea elementelor geometrice la fiecare treaptă; calculul la încălzire al reductorului.

Repartizarea pe trepte a raportului total de transmitere se realizează adoptîndu-se ca bază diferite criterii de optimizare [1, 2, 3, 7, 8], așa cum rezultă și din tabelul 15.27 și fig. 15.20. Pentru realizarea unui volum minim la reductoarele conico-cilindrice în două trepte se recomandă $u_I = (0{,}2 \ldots 0{,}25)u$ iar la reductoarele melcate în două trepte $u_I \approx 0{,}06u$ pentru $u \leqslant 500$, respectiv,

Tabelul 15.27

Împărțirea raportului total de transmitere u pe treptele reductorului după diferite criterii de optimizare [2, 3, 7]

Criteriul de optimizare	Tipul reductorului	
	Cilindric în două trepte	Cilindric în trei trepte
Portanța egală pe trepte ($P = P_I = P_{II}$)	$u_I = [u - (uf_H)^{1/3}]/[(uf_H)^{1/3} - 1]$; $u_{II} = u/u_I$; $f_H = (\sigma_{H\,lim\,bII}/\sigma_{H\,lim\,bI})^2 \times$ $\times (a_{II}/a_I)^3(\Psi_{aII}/\Psi_{aI})$	Se adoptă o valoare u'_I $u'_{II} = \dfrac{u/u'_I - (f'_H u/u'_I)^{1/3}}{f'_H u/u'_I)^{1/3} - 1}$ $u''_I = \dfrac{u'_I u'_{II} - (f_H u'_I/u'_{II})^{1/3}}{(f_H u'_I u'_{II})^{1/3} - 1}$ cu f_H ca la două trepte. Dacă u''_I diferă mult de u'_I, calculul se repetă cu u''_I în loc de u'_I. $u_{III} = u/(u_I u_{II})$
Minimum de volum (material) al roților dințate	$u_I \approx 0{,}7\,(u^2\,\sigma_{H\,lim\,bI}/\sigma_{H\,lim\,bII})^{1/2}$	$u_I \approx 0{,}6\left[u^4\left(\dfrac{\sigma_{H\,lim\,bI}}{\sigma_{H\,lim\,bII}}\right) \times \right.$ $\left. \times \left(\dfrac{\sigma_{H\,lim\,bI}}{\sigma_{H\,lim\,bIII}}\right)^2\right]^{1/7}$; $u_{II} \approx 1{,}1\left[u^2\left(\dfrac{\sigma_{H\,lim\,bII}}{\sigma_{H\,lim\,bI}}\right)^2 \times \right.$ $\left. \times \left(\dfrac{\sigma_{H\,lim\,bII}}{\sigma_{H\,lim\,bIII}}\right)\right]^{1/7}$
Lățimea minimă a rereductorului [3]	$u_I = (u^2\Psi_{aI}/\Psi_{aII})^{1/3} -$ $- (0{,}01 \ldots 0{,}02)u$	
Lungimea minimă a reductorului [3]	$u_I = \dfrac{u + [(\Psi_{aII}/\Psi_{aI})u]^{1/3}}{[(\Psi_{aII}/\Psi_{aI})u]^{1/3} + 1}$	
Înălțimea minimă a reductorului [3]	$u_I = [(\Psi_{aI}/\Psi_{aII})u]^{1/2} - 0{,}015u$	
Realizarea ungerii prin barbotare a tuturor roților cilindrice conduse	Reductor cilindric în două trepte necoaxial: $u_I = (1{,}1 \ldots 1{,}13)\sqrt{u}$ Reductor cilindric în două trepte coaxial: $u_I = u_{II} = u^{1/2}$	

$u_I \approx 0{,}03u$ pentru $u > 500$. La reductoarele cilindro-melcate în două trepte, pentru treapta cilindrică se va adopta $u_I \approx 0{,}05u$, pentru $u \leqslant 80$ și $u_I \approx 0{,}025u$, pentru $u > 80$.

Pentru reductoarele tipizate în mai multe trepte se va utiliza tabelul 15.28.

Dimensionarea angrenajelor se va realiza la angrenajele cilindrice conform tabelului 14.96, la cele conice — tabelului 14.97, iar la cele melcate conform tabelului 14.98.

Se trece apoi la proiectarea constructivă a reductorului, se adoptă materialul și metoda de ungere conform tabelului 14.99, iar apoi se efectuează calculul termic al reductorului conform tabelului 14.102.

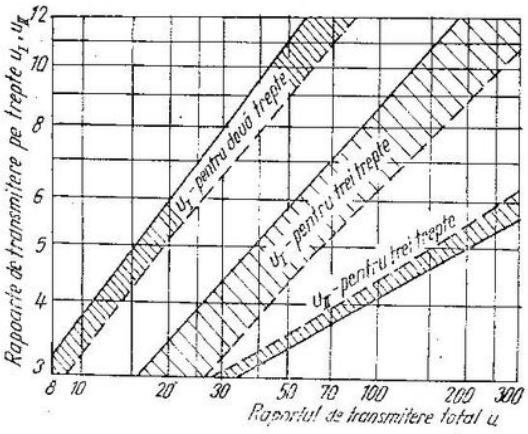


Fig. 15.20. Repartizarea raportului total de transmitere u la reductoare cilindrice cu două sau trei trepte [7]: linia plină — pentru volum minim și încărcare egală pe trepte; linia întreruptă — pentru putere egală transmisă de trepte și $a_I = a_{II}$, $b_{II} = 2b_1$; domeniul haşurat este recomandat pentru utilizare.

Tabelul 15.28

Rapoartele de transmitere parțiale la reductoarele în mai multe trepte tipizate

Tipul reductorului	Schema	Parametrii constructivi	$u = u_1 \times u_2$*) $u = u_1 \times u_2 \times u_3$	Observații
Cilindric în două trepte	2H	$\frac{a_2}{a_1} = 1{,}6$	$8 = 2 \times 4$; $10 = 2{,}5 \times 4$ $12{,}5 \approx 3{,}15 \times 4$; $16 = 4 \times 4$ $20 = 4 \times 5$; $25 = 5 \times 5$ $31{,}5 = 6{,}3 \times 5$; $40 = 6{,}3 \times 6{,}3$	
Conico-cilindric în două trepte	2CH	$\frac{d_2}{a} = 1{,}12$	$6{,}3 = 2 \times 3{,}15$; $8 = 2 \times 4$; $10 = 2{,}5 \times 4$ $12{,}5 \approx 3{,}15 \times 4$; $16 = 4 \times 4$ $20 = 4 \times 5$; $25 = 5 \times 5$ $31{,}5 = 6{,}3 \times 5$; $40 \approx 6{,}3 \times 6{,}3$	
Melcat în două trepte	2M	$\frac{a_2}{a_1} = 2$	$315 \approx 20 \times 16$; $400 = 25 \times 16$; $500 \approx 31{,}5 \times 16$ $630 = 20 \times 31{,}5$; $800 \approx 25 \times 31{,}5$ $1000 \approx 31{,}5 \times 31{,}5$; $1250 \approx 40 \times 31{,}5$ $1600 \approx 50 \times 31{,}5$; $2000 \approx 63 \times 31{,}5$	Reunire de două reductoare cu o treaptă
Cilindro-melcat în două trepte	2HM	$\frac{a_2}{a_1} = 2$	$40 = 2 \times 20$ $50 = 2{,}5 \times 20$; $63 = 3{,}15 \times 20$ $80 = 4 \times 20$; $100 = 2{,}5 \times 40$ $125 \approx 3{,}15 \times 40$; $160 = 4 \times 40$ $200 = 5 \times 40$; $250 = 5 \times 50$	Idem

Tabelul 15.28 (continuare)

Tipul reductorului	Schema	Parametrii constructivi	$u = u_1 \times u_2$*) $u = u_1 \times u_2 \times u_3$	Observații
Cilindric în trei trepte	3H	$\frac{a_2}{a_1} = 1{,}6$ $\frac{a_3}{a_2} = 1{,}6$	$50 \approx 3{,}15 \times 4 \times 4$ $63 \approx 4 \times 4 \times 4$ $80 = 4 \times 5 \times 4$ $100 = 5 \times 5 \times 4$ $125 \approx 6{,}3 \times 5 \times 4$ $160 \approx 6{,}3 \times 6{,}3 \times 4$ $200 \approx 6{,}3 \times 6{,}3 \times 5$	
Conico-cilindric în trei trepte	3CH	$\frac{d_2}{a_1} = 1{,}12$ $\frac{a_2}{a_1} = 1{,}6$	$50 \approx 3{,}15 \times 4 \times 4$ $63 \approx 4 \times 4 \times 4$ $80 = 4 \times 5 \times 4$ $100 = 5 \times 5 \times 4$ $125 \approx 6{,}3 \times 5 \times 4$ $160 \approx 6{,}3 \times 6{,}3 \times 4$ $200 \approx 6{,}3 \times 6{,}3 \times 5$ $250 \approx 6{,}3 \times 6{,}3 \times 6{,}3$	

*) Scrierea se face pe rapoarte nominale (șirul STAS), pentru care se fac rotunjiri.

15.2.2. *Construcția reductoarelor cu angrenaje cu axe fixe*

Reductoarele se construiesc într-una sau mai multe trepte de reducere, folosind angrenaje cilindrice, conice și melcate sau combinații ale acestora (fig. 15.21, cu parametrii principali sistematizați în tabelul 15.29, după realizările unor firme reprezentative: Reșița-Renk — R.S.R., Flender — R.F.G., Renk — R.F.G., ZW Penig—R.D.G.). După destinație se deosebesc reductoare de uz general și reductoare speciale.

Reductoarele de uz general se realizează în game tipizate, cu angrenaje cu distanța dintre axe standard *, cu rapoarte de transmitere standard, cu înălțime standard (după șirul normal de numere) între axele de intrare-ieșire și planul de prindere, cu capete de cuplare standard la arborii de intrare și de ieșire, cu turația max 1500 rot/min (la arborele cel mai rapid), cu lagăre cu rulmenți, cu prindere pe talpă sau pe axul mașinii antrenate.

Reductoarele de uz general se execută într-o mare varietate tipodimensională. În general pe fiecare schemă se fac 5—10 mărimi de carcase × × 5 ... 10 rapoarte de transmitere × 2... 9 variante de montaj (axele de intrare și ieșire cu unul sau două capete de cuplare, în toate combinațiile de poziții de montaj). În general, la reductoarele de uz general se utilizează angrenaje cilindrice cu $a_w = 80$ ... 500 mm, angrenaje conice cu $d_{02} = 112$ ...560 mm, angrenaje melcate cu $a_w = 63$ .., 250 mm.

Cîteva construcții de reductoare de uz general se prezintă în fig. 15.22—15.27. La reductoarele cu angrenaje cilindrice (pe scurt reductoare cilindrice)

*) La angrenajele conice se ia diametrul roții mari d_{02}.

Caracteristicile principale ale reductoarelor cu angrenaje cu axe fixe

Tipul		Mărimea caracteristică, mm	Masa, kg	Raportul de transmitere	Puterea la intrare, în kW, la 1000 rot/min. Momentul la ieșire, în N · m	Randamentul	Utilizări
Schema	Exemplul constructiv						
Fig. 15.21,a	Fig. 15.22	$a_w = 80 \ldots 400$	25 – 1 150	2 – 6,3	2 – 1 000 kW < 31 500 N · m	0,99	Reductoare de uz general
Fig. 15.21,b	Fig. 15.23	$a_{w2} = 125 \ldots 500$	90 – 2 400	8 – 40	1 – 770 kW < 63 000 N · m	0,98	
Fig. 15.21,c*	Fig. 15.25	–	–	3,5 – 7 100	0,4 – 45 000 N · m	0,98	
Fig. 15.21,d	Fig. 15.24	$a_{w3} = 200 \ldots 500$	245 – 2500	50 – 200	1 – 105 kW < 56 000 N · m	0,97	
Multiplicator în o treaptă cu angrenaje V		$a_w = 200 \ldots 1\,070$	440 – 20 800	1,5 – 8	25 – 35 000 kW < 240 000 N · m	0,98	Transmisii turbo
Idem cu angrenaj cu dinți înclinați		$a_w = 200 \ldots 1\,070$	440 – 20 800	1,5 – 8	20 – 32 000 kW < 200 000 N · m	0,98	
Multiplicator în două trepte cu angrenaj cu dinți înclinați		–	–	8 – 15	500 – 20 000 kW < 200 000 N · m	0,97	
Multiplicator coaxial cu angrenaje exterioare V		$a_w = 125 \ldots 500$	400 – 12 000	1 – 8	50 – 23 000 kW < 230 000 N · m	0,98	
Fig. 15.21,e	Fig. 15.26	$d_{02} = 112 \ldots 450$	30 – 700	1 – 6,3	1 – 400 kW < 8 000 N · m	0,99	Reductoare de uz general
Fig. 15.21,f	Fig. 15.27	$d_{02} = 112 \ldots 450$ $a_{w2} = 100 \ldots 400$	60 – 1 550	8 – 40	1 – 350 kW < 28 000 N · m	0,98	
Fig. 15.21,g	–	$d_{02} = 112 \ldots 355$ $a_{w2} = 160 \ldots 500$	150 – 2 500	50 – 250	0,5 – 110 kW < 56 000 N · m	0,97	
Fig. 15.21,h	–	$d_{02} = 112 \ldots 450$ $a_{w2} = 100 \ldots 400$	65 – 1 500	8 – 40	0,5 – 180 kW < 28 000 N · m	0,98	Reductoare de uz general
Fig. 15.21,i	–	$d_{02} = 112 \ldots 355$ $a_{w2} = 160 \ldots 500$	125 – 2 400	50 – 250	0,5 – 110 kW < 56 000 N · m	0,97	

Tabelul 15.29 (continuare)

Tipul		Mărimea caracteristică, mm	Masa, kg	Raportul de transmitere	Puterea la intrare, în kW, la 1000 rot/min. Momentul la ieșire, în N · m	Randamentul	Utilizări
Schema	Exemplu constructiv						
Fig. 15.21,e	—	—	—	1—6,3	<3 000 kW <30 000 N · m	0,99	Reductoare de mare putere
Fig. 15.21,i	Fig. 15.31	$a_{w\Sigma}$ = 1 250 ... ... 1 900	—	26—38	170—1 000 kW <280 000 N · m	0,97	Reductoare acționare mori de ciment
Fig. 15.21,j	Fig. 15.28 Fig. 15.29	a_w = 31,5 500	1—2 300	5—63(80)	0,1—100 kW <60 000 N · m	0,93—0,97, u = 5 0,70—0,87, u = 60	Reductoare de uz general
Fig. 15.21,k	—	a_{w2} = 100...500	50—2 500	315—2 500	0,1—24 kW <105 000 N · m	0,6—0,8, u = 315 0,35—0,55, u = 2 500	
Fig. 15.21,l	—	a_{w2} = 100 .. 500	50—2 500	40—280	0,6—55 kW <98 000 N · m	0,82—0,90, u = 50 0,6—0,8, u = 250	
Fig. 15.21,a	—	a_w < 500	<3 650	1,25—6,3	<46 000 kW <180 000 N · m	0,99	Reductoare de mare putere
Fig. 15.21,b	—	a_{w2} < 710	<8 800	7,1—20	<6 300 kW <500 000 N · m	0,98	
Fig. 15.21,d	—	a_{w2} < 800	<14 000	20—100	<3 400 kW <750 000 N · m	0,97	
Fig. 15.21,c	—	a_w < 710	<8700	7,1—20	<350 000 N · m	0,98	Reductoare de mare putere
Fig. 15.21,f	Fig. 15.30	a_w = 560 1250	4 000— —23 000	10—22	100—3 000 kW <300 000 N · m	0,98	Reductoare pentru transportoare, mașini de extracție

* Se realizează module de 2—3 trepte. Gama de rapoarte menționată se obține cu 2—6 trepte (1—2 module).

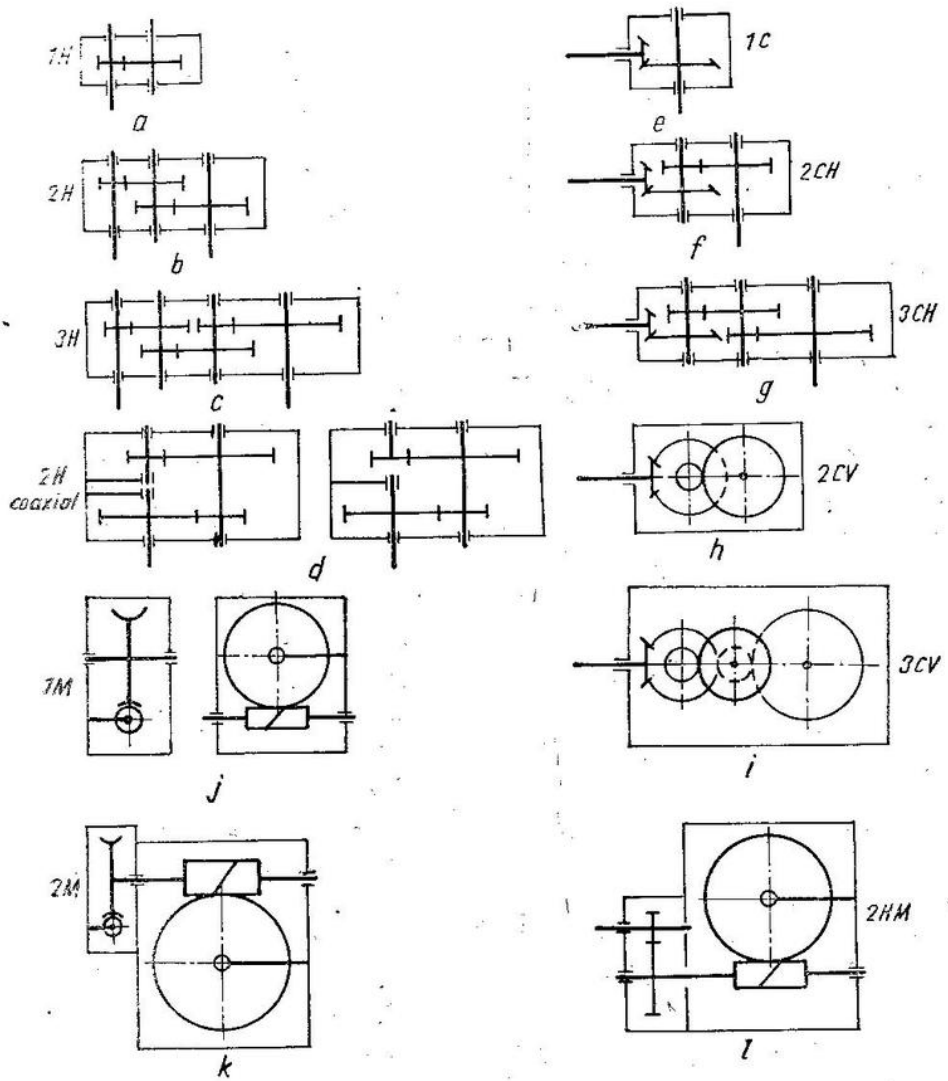


Fig. 15.21. Principalele scheme de reductoare cu angrenaje cu axe fixe.
1H, 2H, 3H, 2H coaxial și 1C, 2CH și 3CH — reductoare cu angrenaje cilindrice și conice cu axele în plan orizontal; 2CV, 3CV, (1C) — reductoare cu angrenaje conice și cilindrice cu axele în plan vertical; 1M; 2M și 2 HM — reductoare cu angrenaje melcate și cilindrice.

din fig. 15.22—15.24 se observă construcția diferită a arborelui pinion cu $u = 6{,}3$, față de cea de la $u = 2 \ldots 5$: în primul caz se bucșează zona fusurilor pentru a menține aceiași rulmenți și carcasa nemodificată; capete de cuplare diferite în cele două cazuri, prezența unei serpentine de răcire pentru reductoarele cu una și două trepte (pentru a ridica limita termică la nivelul limitei mecanice a portanței).

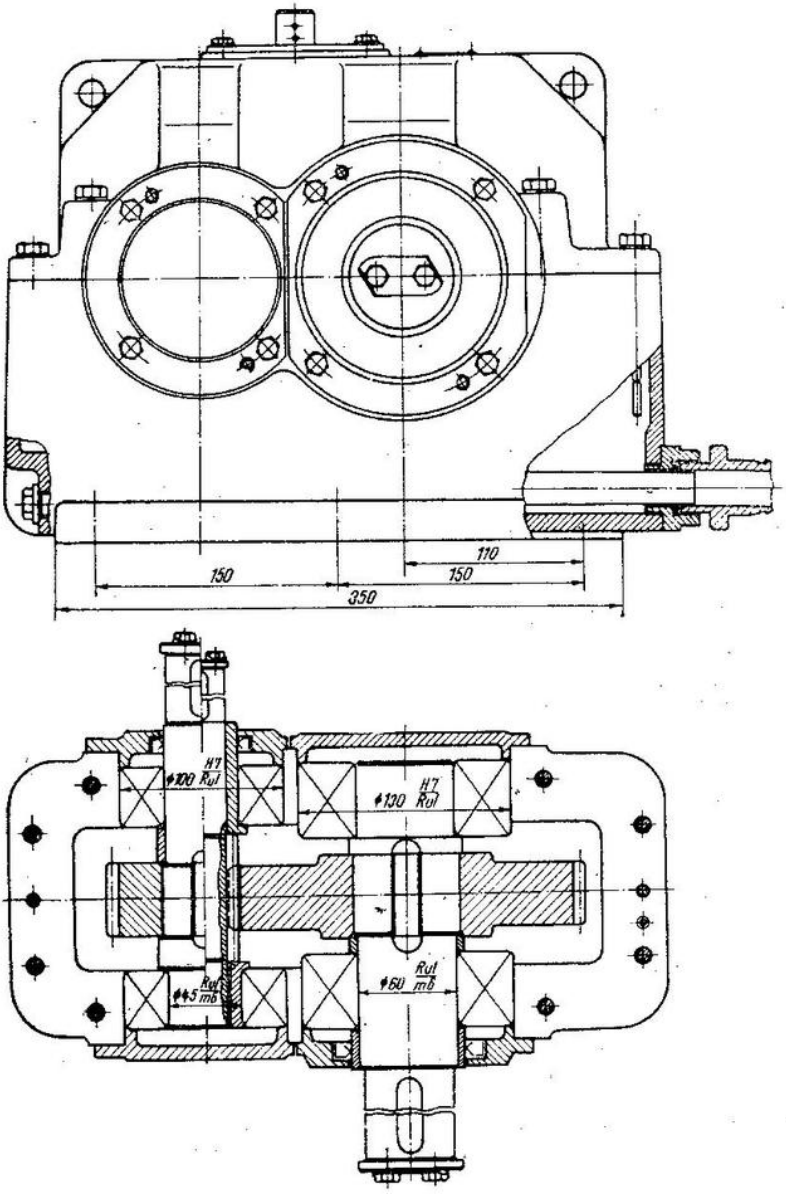


Fig. 15.22. Reductor cilindric într-o treaptă 1H-A-125 („Neptun" Cîmpina).

Reductorul din fig. 15.26 este conico-cilindric în două trepte cu axele în plan orizontal (după schema din fig. 15.21, *s*), are planul de separație al

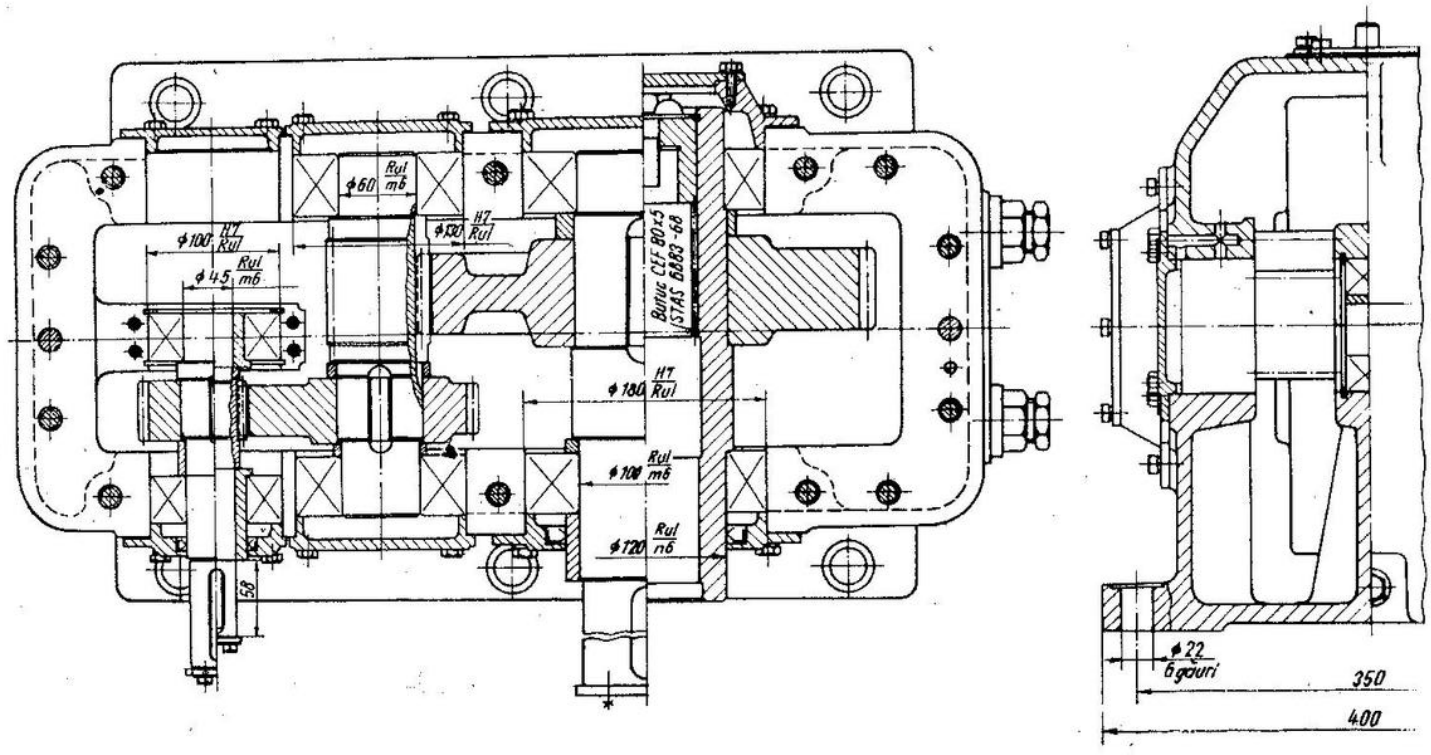


Fig. 15.23. Reductor cilindric în două trepte 2HA-325 („Neptun"-Cîmpina).

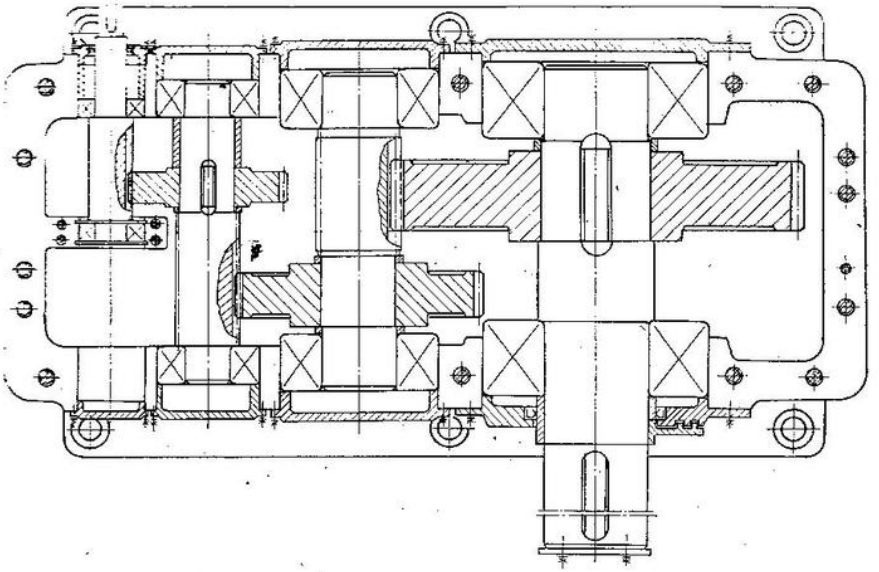


Fig. 15.24. Reductor cilindric în trei trepte („Neptun"-Cîmpina).

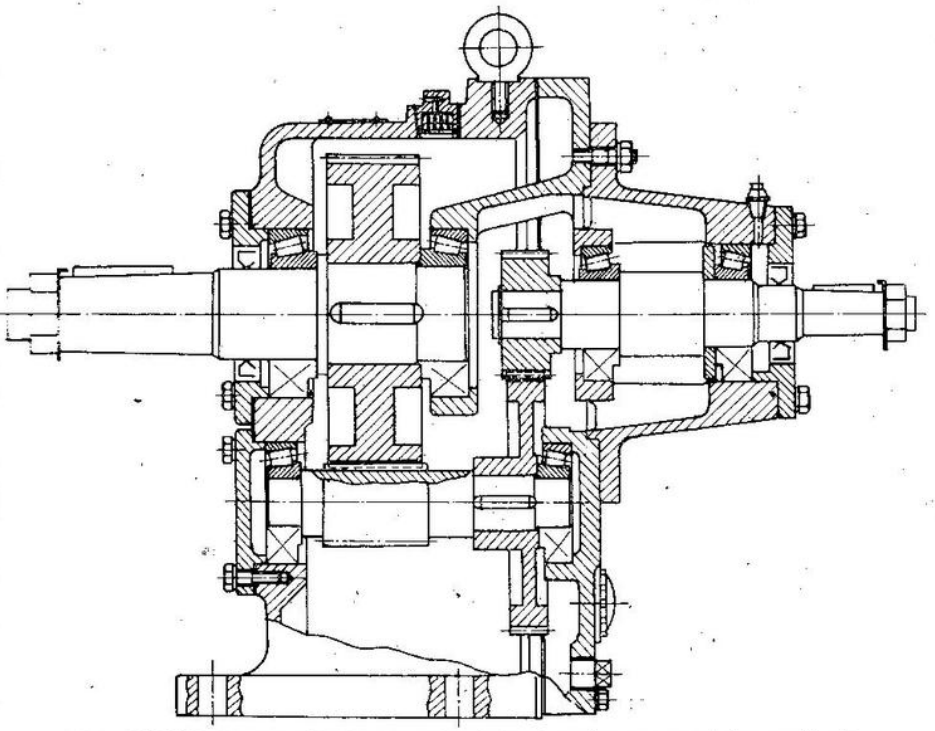


Fig. 15.25 Reductor cilindric coaxial (planul axelor angrenajelor vertical).

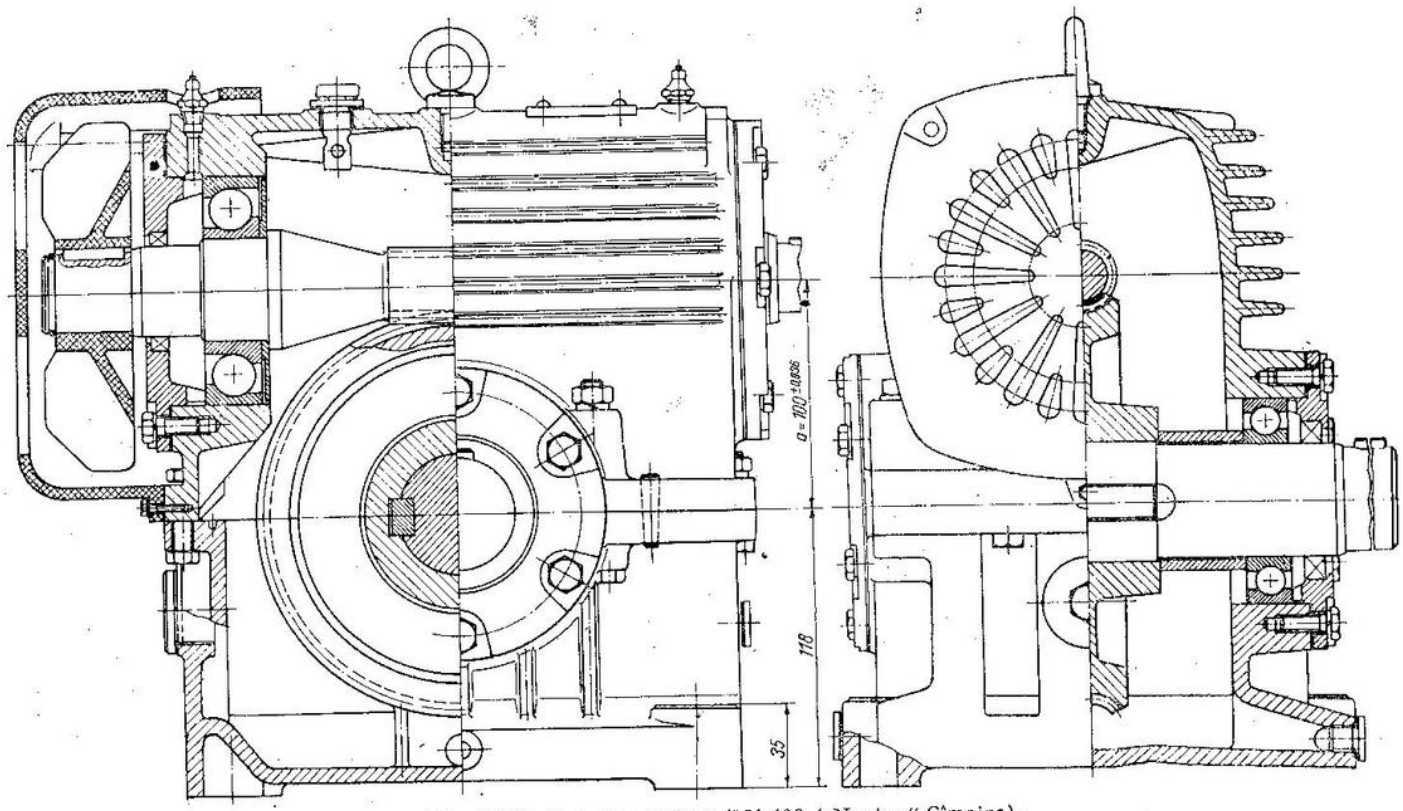
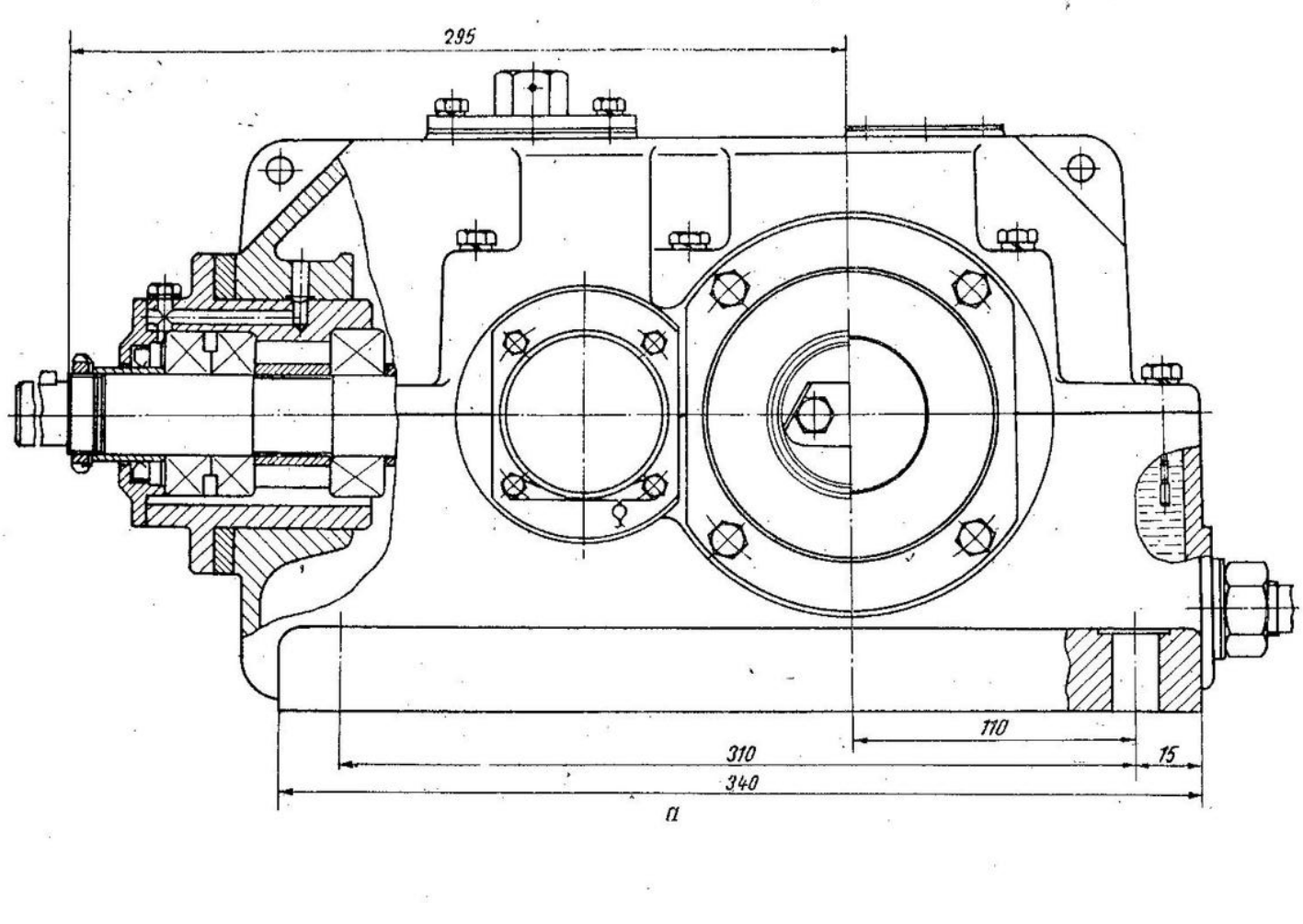


Fig. 15.27. Reductor melcat 1M1-100 („Neptun"-Cîmpina).


295
110
310
15
340
П

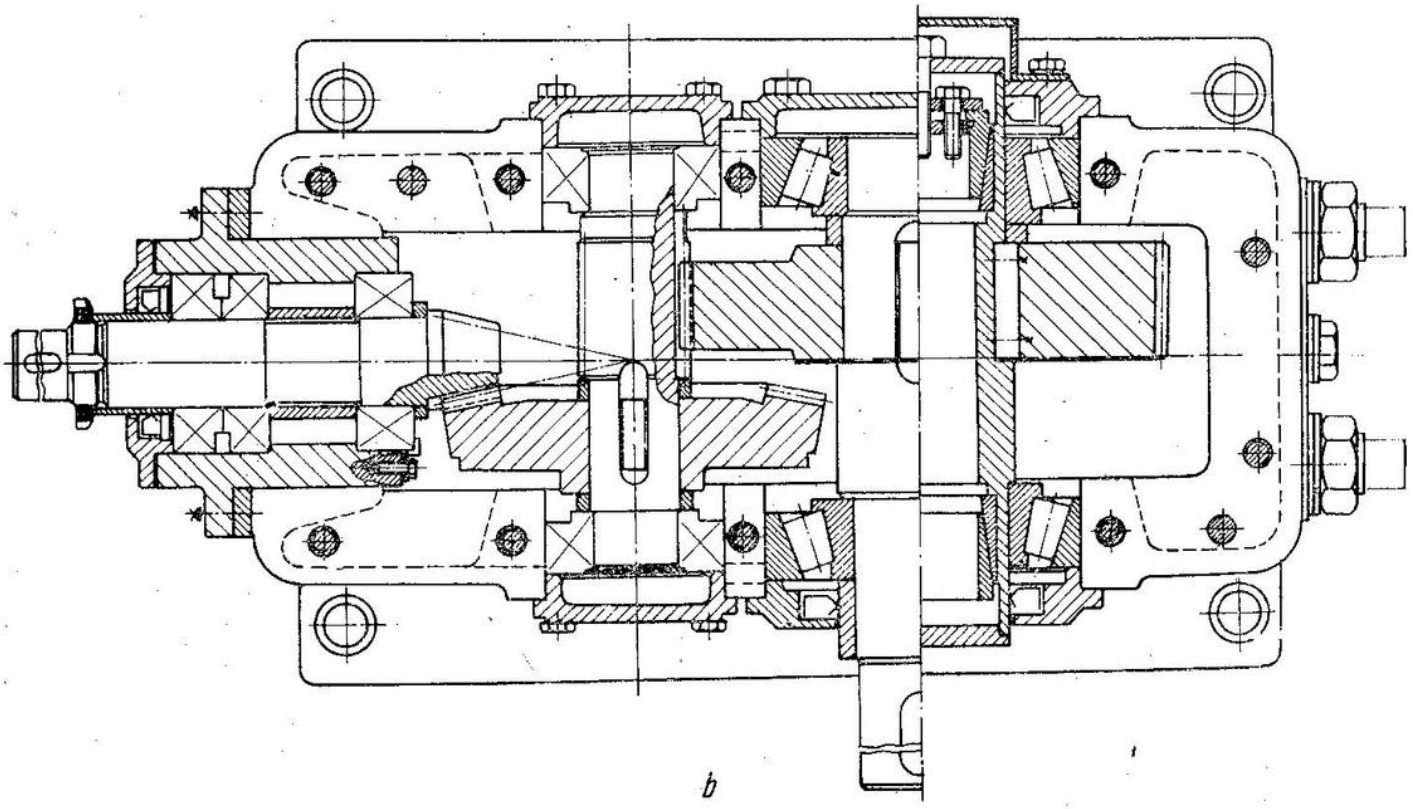


Fig. 15.26. Reductor conico-cilindric în două trepte („Neptun"-Cîmpina)

carcasei în planul axelor angrenajelor și arborele de ieșire construcție plină sau tubulară și este prevăzut cu serpentină de răcire*.

În fig. 15.27 se prezintă un reductor melcat într-o treaptă cu planul angrenajului orizontal. Reductorul este prevăzut cu ventilator de răcire.

Reductoarele speciale sînt construcții cu angrenaje cu destinație precisă, utilizate în special în industria navală, a cauciucului, în energetică, la mașini agricole, în industria minieră etc. În fig. 15.28 se prezintă un reductor conico-cilindric pentru acționarea benzilor de mare capacitate din exploatările miniere de suprafață. Reține atenția construcția foarte robustă a carcasei, angrenajelor și a lăgăruirii arborelui pinion-conic, circulația uleiului de ungere prin barbotaj, etanșările fără contact de la arbori *.

Legarea reductoarelor cu mașina antrenată. Reductoarele cu arborele final plin se fixează pe talpă de fundație și se leagă cu mașina antrenată prin cuplaj mobil (elastic sau dințat). Reductoarele cu arbore final tubular se suspendă pe arborele mașinii antrenate: arborele tubular se fixează pe arborele mașinii, iar reductorul se ancorează printr-un braț. În acest fel se realizează cuplarea la gabarite minime, însă arborele mașinii antrenate și lagărele acestuia trebuie supradimensionate față de prima soluție de cuplare. În fig. 15.29 se prezintă soluția cuplării suspendate pentru un grup motor-cuplaj hidraulic-reductor, sistem dispus pe un suport ancorat elastic (bucșă de cauciuc).

15.2.3. *Construcția motoreductoarelor cu angrenaje cu axe fixe*

Prin motoreductoare se înțeleg unități de acționare constînd dintr-un reductor și un motor electric. Față de acționarea cu motor + cuplaj (transmisie cu curele) + reductor, soluția „motoreductor" are următoarele avantaje: gabarite și greutate mult mai mici, suprafață pentru prindere redusă, permite prindere frontală (carcasă cu flanșă) sau laterală (carcasă cu talpă), asigură orice poziție de montaj.

În principiu, pe orice schemă de reductor se pot realiza motoreductoare. Cel mai mult se folosesc motoreductoare cu angrenaje cilindrice în 1, 2, 3, 2+2, 2+3 și 3+3 trepte, ceea ce asigură rapoarte de transmitere $u = 2 \ldots 10\,000$, la momente care, în general, nu depășesc 10^4 N · m și puteri pînă la 30 kW.

Motoreductoarele folosesc motoare electrice standard sau speciale. În fig. 15.30 se prezintă un motoreductor cu angrenaje cilindrice cu motor standard, realizat la $u = 7{,}1 \ldots 71$ (7,1—20 la două trepte, 45—71 la trei trepte), $P = 0{,}3 \ldots 30$ kW/750; 1000 și 1500 rot/min, masa 25...680 kg. Reductorul are carcasa cu plan de separație perpendicular pe axele angrenajelor, cuplarea motorului se face prin cuplaj cu craboți. Ungerea se face combinat: cu unsoare se ung rulmenții de deasupra băii de ulei și cuplajul; cu ulei — angrenajele și rulmenții din baie; la motoreductoarele cu $a_w > 100$, pentru funcționarea în poziție verticală, se folosește o pompă de ungere pentru rulmenții de deasupra băii, antrenată de arborele intermediar și dispusă în zona gîtului carcasei.

* Pe fig. 15.26 uleiul de ungere a rulmenților conic din caseta grupului conic este condus între cei doi rulmenți.

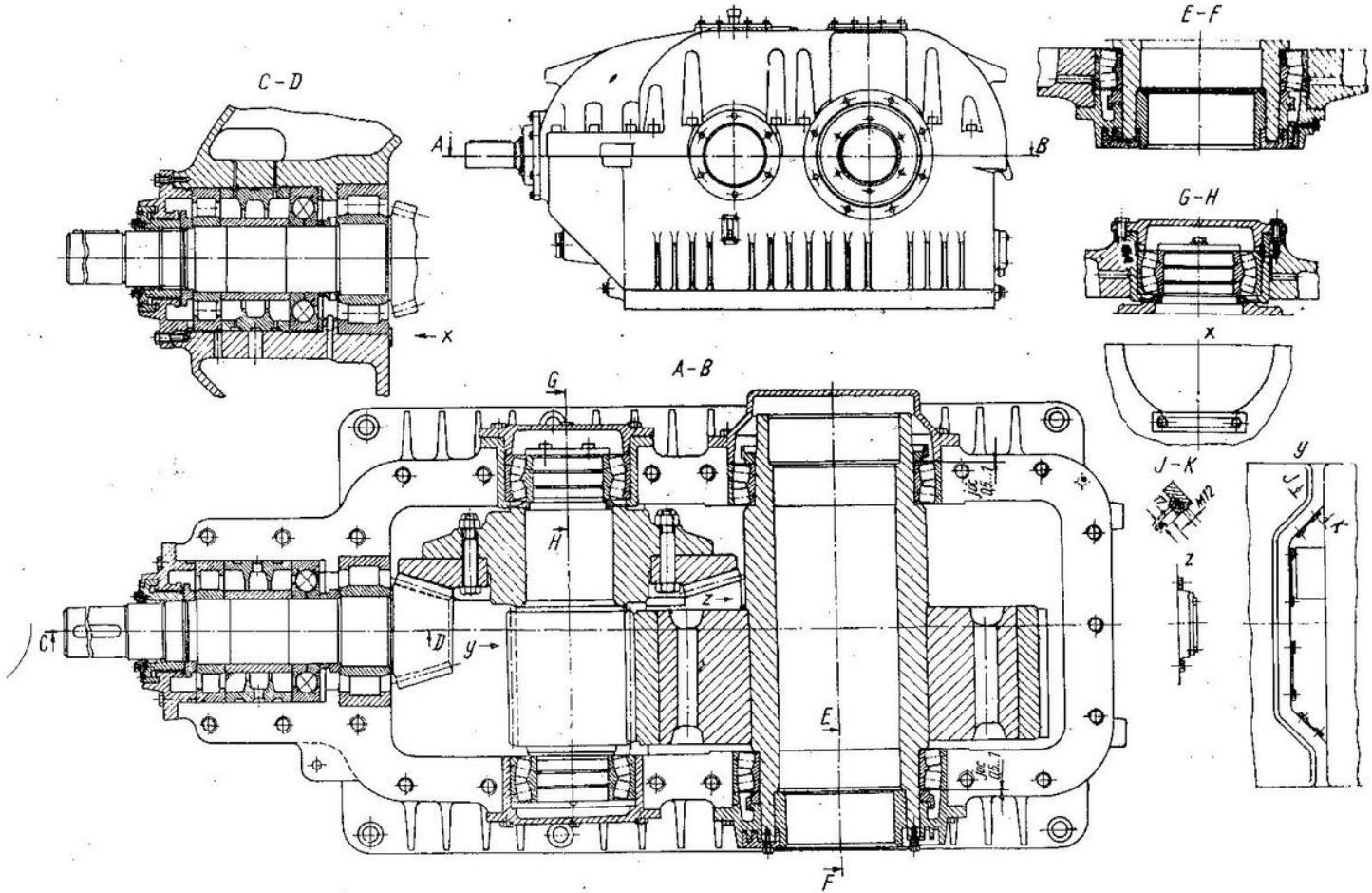


Fig. 15.28. Reductor conico-cilindric pentru acționarea benzilor transportoare (Eickhoff-R.F.G.)

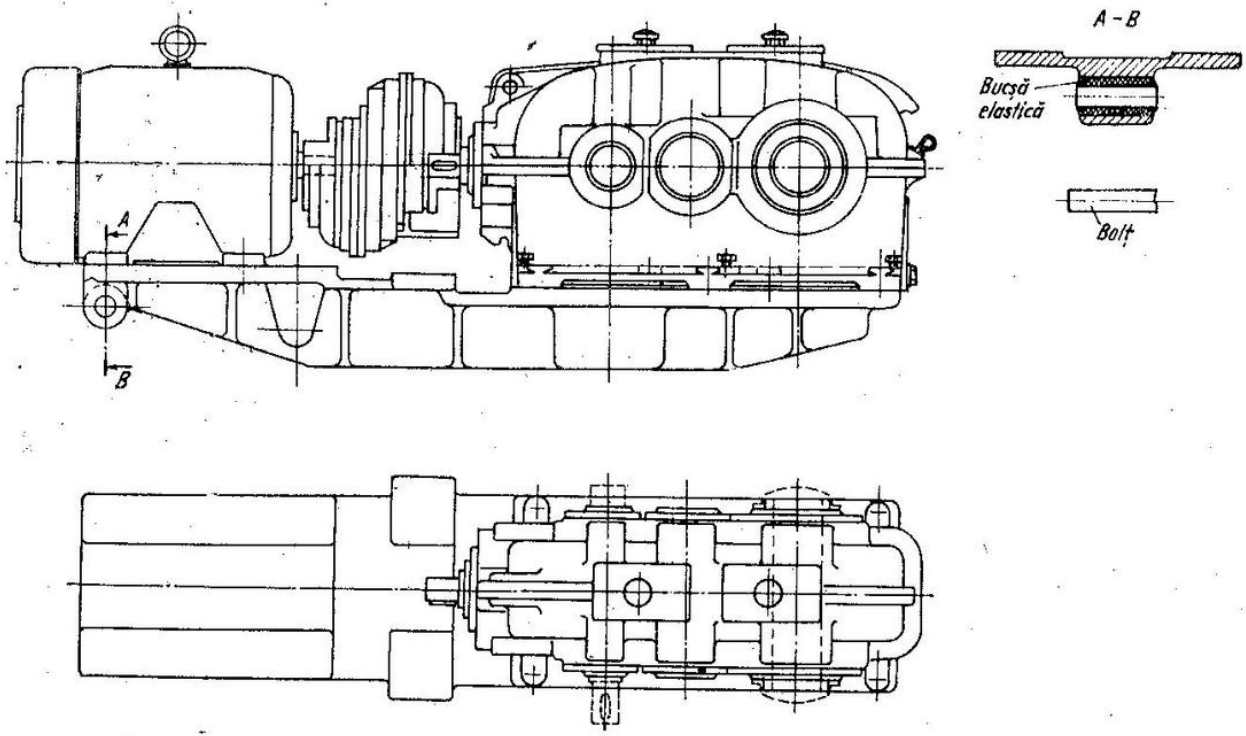


Fig. 15.29. Grup motor-reductor suspendat (Flender-R.F.G.).

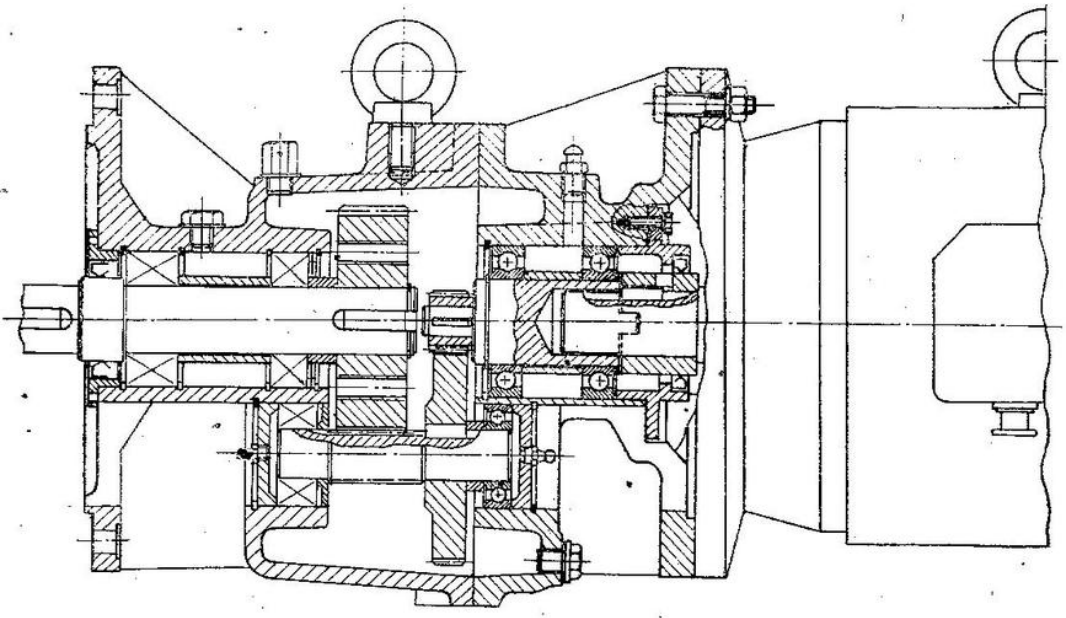


Fig. 15.30. Motoreductor cilindric în două trepte („Neptun"-Cîmpina).

În fig. 15.31 se prezintă construcția unui motoreductor cu angrenaje cilindrice cu motor electric special (modificat). Acest motor diferă de motorul standard la forma scutului (flanșei), a arborelui și la lăgăruire. Motoreductoarele cu motoare speciale sînt mai compacte decît motoreductoarele standard, dar se realizează numai în serii mari.

Motoreductorul din fig. 15.32 este în două trepte: un angrenaj cilindric și unul melcat. Soluția este realizată cu motoare standard cu $P \leqslant 10$ kW, $n_2 = 6 \ldots 48$ rot/min, $a_w = 50 \ldots 160$ mm. În fig. 15.33 se prezintă un motoreductor cu destinație specială (fig. 15.30—15.32: motoreductoare de uz general): acționarea rolelor de laminor. Se remarcă carcasa specială (turnată din oțel), copertina de protecție a motorului, soluția de lăgăruire adecvată reductoarelor cu plan de separație transversal.

15.3. Calculul și construcția reductoarelor cu angrenaje planetare

Reductoarele planetare au la bază mecanisme planetare (cu elemente cu axe mobile — care se rotesc față de două axe: axa proprie și o axă fixă). Roțile cu axe fixe se numesc *roți centrale*, roțile cu axe mobile — *sateliți*, iar suportul sateliților — *braț portsateliți*. Reductoarele planetare au largă utilizare în tehnica acționărilor, fiind caracterizate prin compactitate, randament și posibilități cinematice remarcabile.

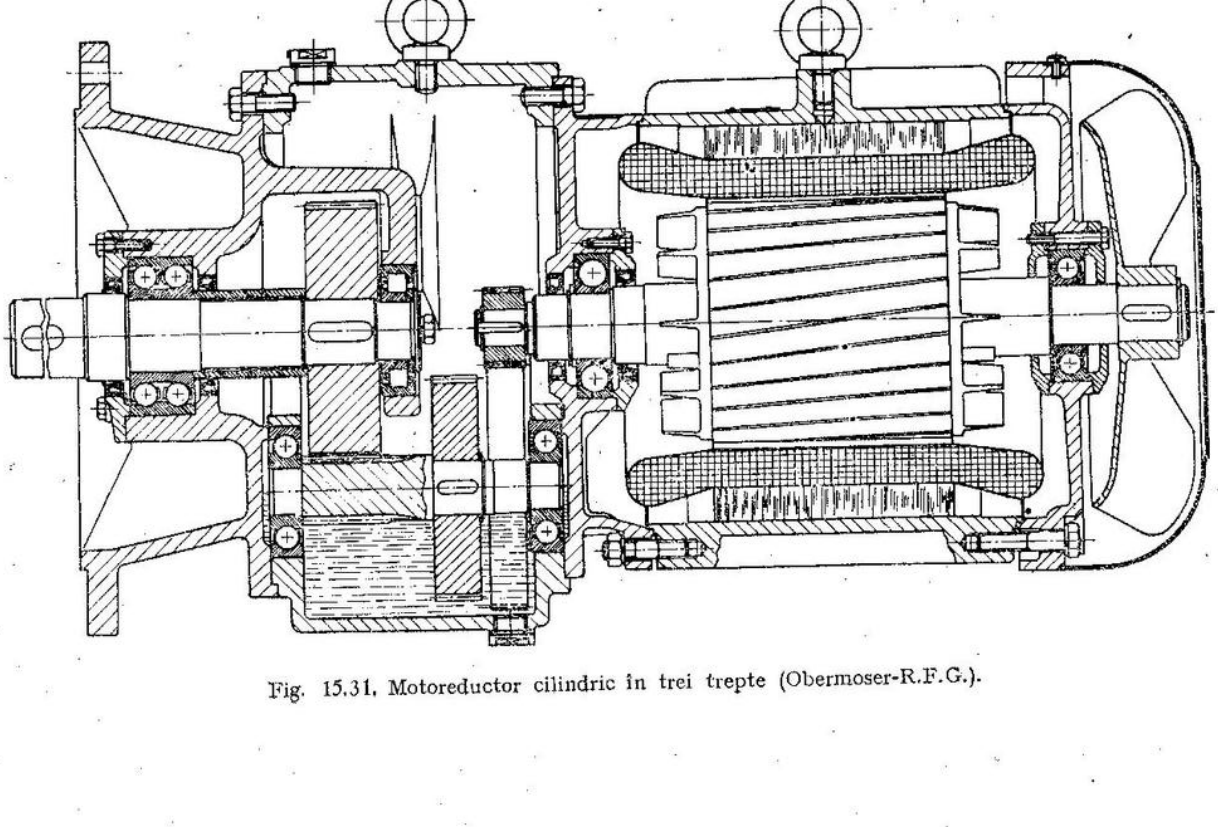


Fig. 15.31. Motoreductor cilindric în trei trepte (Obermoser-R.F.G.).

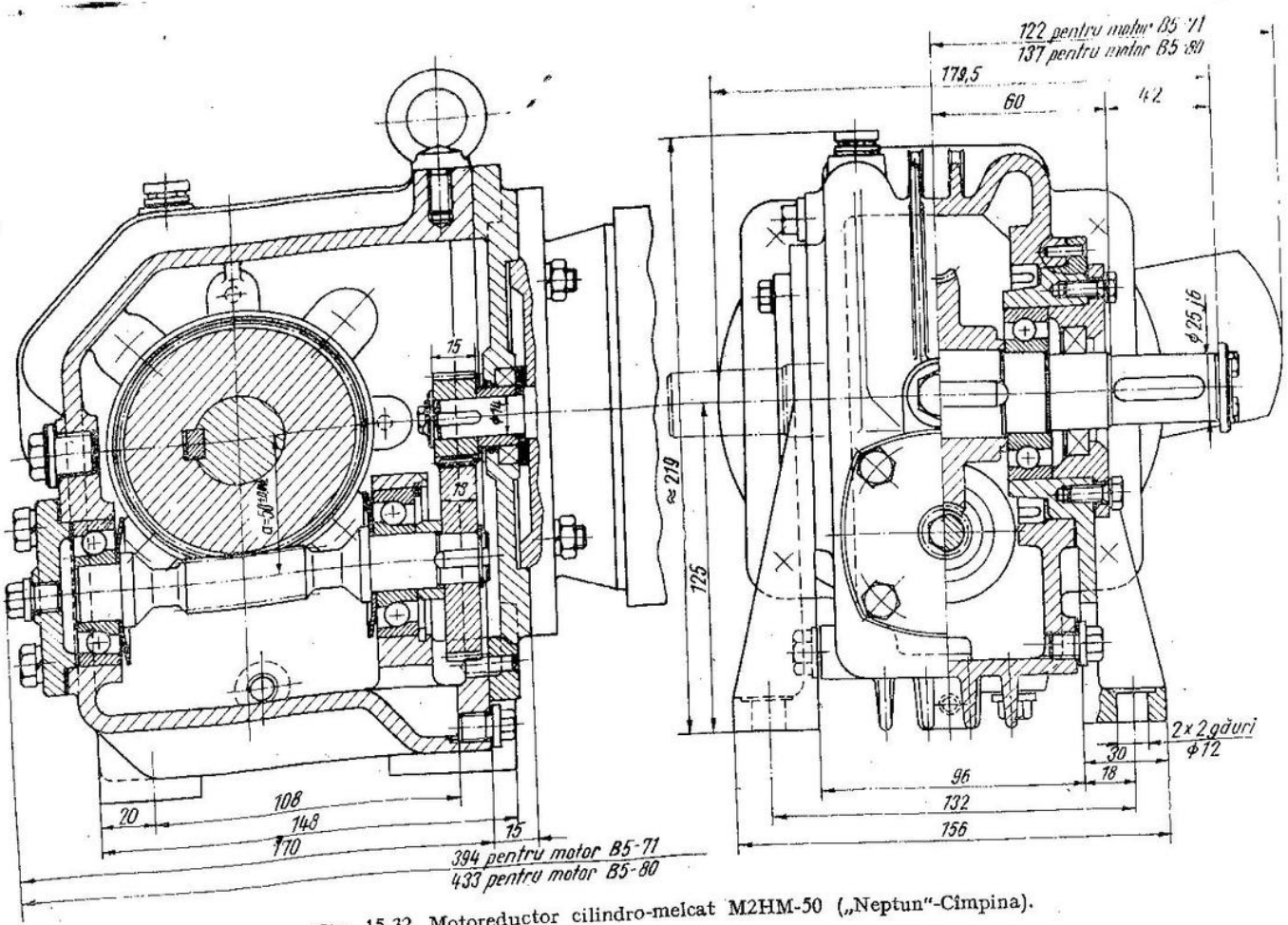


Fig. 15.32. Motoreductor cilindro-melcat M2HM-50 („Neptun"-Cîmpina).

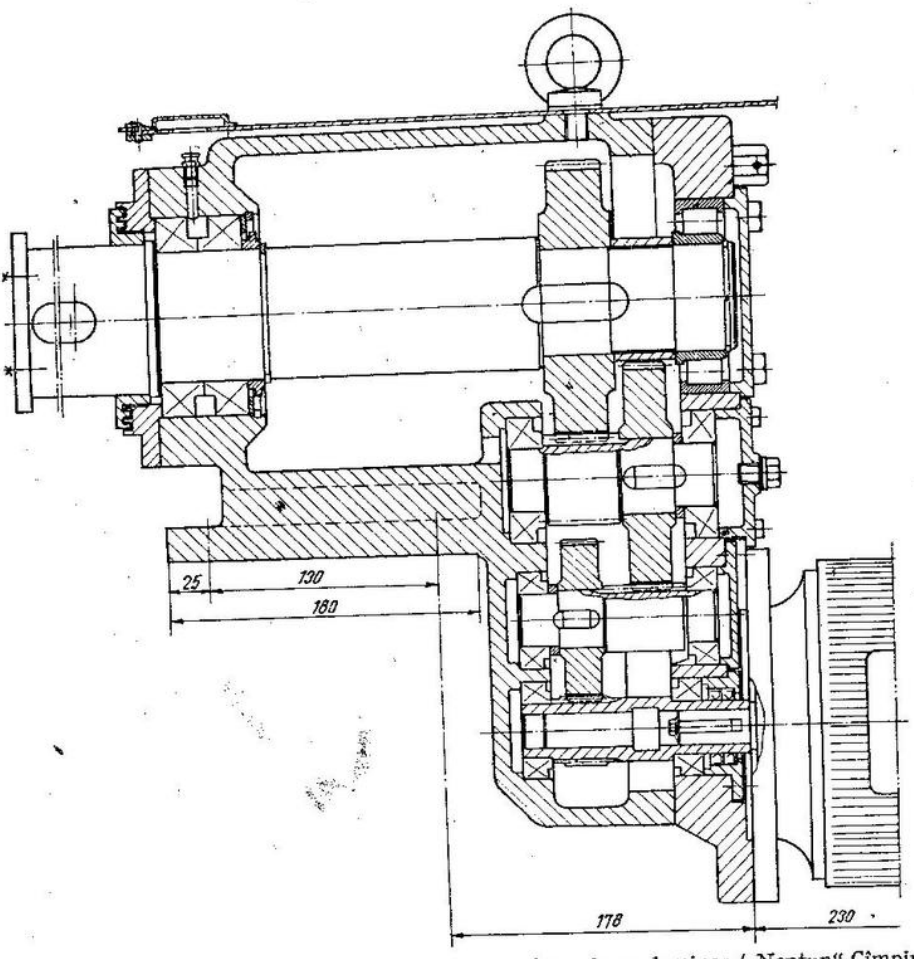


Fig. 15.33. Motoreductor special pentru role transportoare la un laminor („Neptun"-Cîmpina).

15.3.1. *Calculul reductoarelor cu angrenaje planetare*

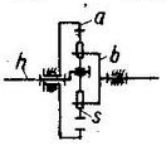
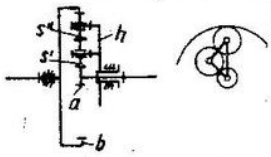
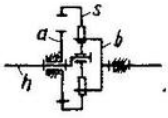
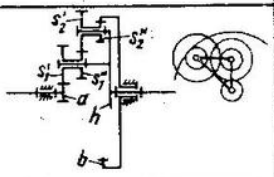
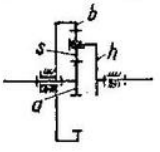
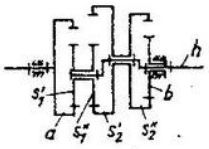
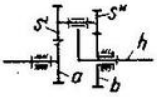
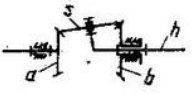
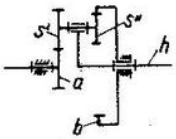
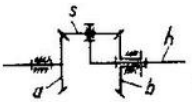
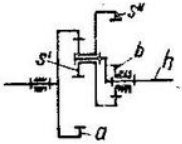
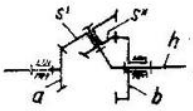
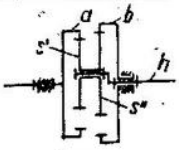
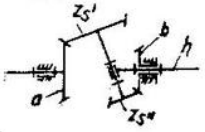
Raportul de transmitere. Reductoarele planetare se realizează cu una, două sau trei roți centrale. Mecanismele cu una și două roți centrale din tabelul 15.30 reprezintă unitățile structurale care stau la baza reductoarelor planetare și mecanismelor diferențiale complexe. Expresia care definește corelația dintre rapoartele de transmitere al mecanismului cu axe mobile u^b_{ah} și al mecanismului cu axe fixe u^h_{ab} (derivată din relația lui Willis) este:

$$u^b_{ah} = 1 - u^h_{ab},$$

în care a și b sînt roți centrale, iar h — braț portsateliți. Raportul u^h_{ab} este indicat în tabelul 15.30.

Tabelul 15.30

Mecanisme planetare cu una și cu două roți centrale: scheme și rapoarte de transmitere u_{ab}^{h}

Nr. crt.	Schema cinematică	Raportul de transmitere u_{ab}^{h}	Nr. crt.	Schema cinematică	Raportul de transmitere u_{ab}^{h}
1		$\frac{z_s}{z_a}$	8		$\frac{z_b}{z_a}$
2		$\frac{z_s}{z_a}$	9		$\frac{z_b\, z_{s_1'}\, z_{s_2'}}{z_a\, z_{s_1''}\, z_{s_2''}}$
3		$-\frac{z_b}{z_a}$	10		$\frac{z_b\, z_{s_1'}\, z_{s_2'}}{z_a\, z_{s_1''}\, z_{s_2''}}$
4		$\frac{z_b\, z_{s'}}{z_a\, z_{s''}}$	11		$-\frac{z_b}{z_a}$
5		$-\frac{z_b\, z_{s'}}{z_a\, z_{s''}}$	12	 $z_a = z_b$	-1
6		$\frac{z_b\, z_{s'}}{z_a\, z_{s''}}$	13		$-\frac{z_b\, z_{s'}}{z_a\, z_{s''}}$
7		$\frac{z_b\, z_{s'}}{z_a\, z_{s''}}$	14		$\frac{z_b\, z_{s'}}{z_a\, z_{s''}}$

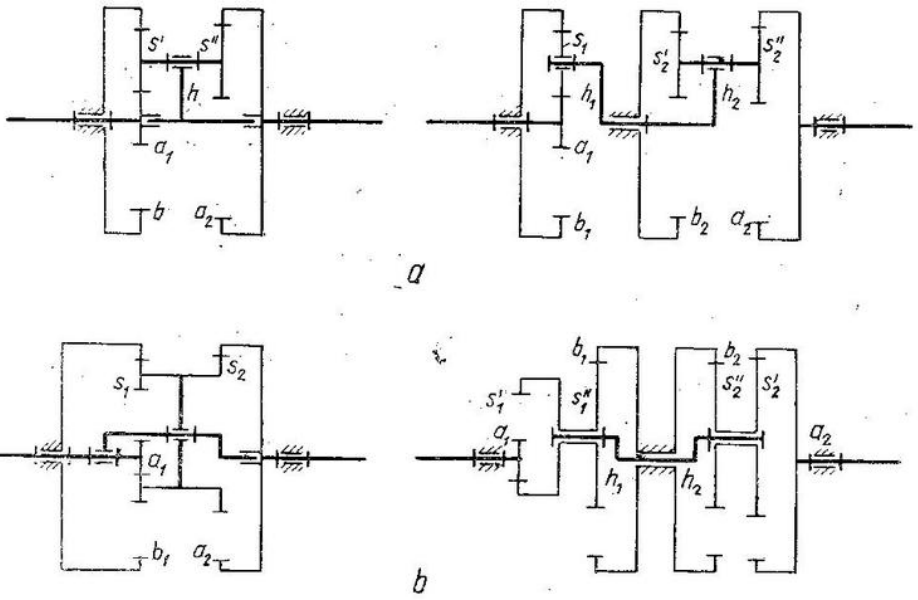


Fig. 15.34. Mecanisme planetare cu trei roți centrale.

După cum se arată în fig. 15.34, mecanismele planetare cu trei roți centrale pot fi obținute prin reunirea a două mecanisme cu cîte două roți centrale.

Condițiile de coaxialitate, vecinătate și montaj. Condițiile de coaxialitate a roților centrale și de montaj a sateliților sînt sistematizate în tabelele 15.31 și 15.32. Prin condiția de vecinătate se cere ca sateliții vecini să nu se atingă:

$$2a_w \sin 180°/S > d_{as},$$

unde a_w este distanța dintre axe a angrenajului roată centrală-satelit, S — numărul sateliților, d_{as} — diametrul cercului de vîrf al sateliților (la sateliții dubli se ia diametrul de vîrf cel mai mare).

Încărcarea elementelor centrale. Forțele, momentele și puterile care acționează în mecanismele planetare cu două roți centrale sînt sistematizate în tabelul 15.33.

Randamentul. Pentru reductoarele cu una, două și trei roți centrale cu largă aplicare practică, în tabelul 15.34 se dau formulele de calcul al randamentului, cunoscînd pierderile, în mecanismele cu axe fixe (ψ^k).

Cîteva precizări privind dimensionarea reductoarelor cu angrenaje planetare. După ce s-au stabilit numerele de dinți ale roților centrale și sateliților, funcție de raportul de transmitere impus și verificînd condițiile de montaj, coaxialitate și vecinătate, se trece la calculul de dimensionare (de rezistență).

Tabelul 15.31

Condiții de coaxialitate la cîteva mecanisme planetare

Tipul angrenajelor		Mecanismul de la poz. 3 din tabelul 15.30	Mecanismele de la poz. 4, 6 și 7 din tabelul 15.30	Mecanismul de la poz 5 din tabelul 15.30
Angrenaje cu dinți drepți	Deplasate	$\lvert z_a + 2z_s - z_b \rvert \leqslant 2$	$\lvert (z_a \pm z_{s'}) - (z_b \pm \pm z_{s''}) \rvert \leqslant 2$ *	$\lvert (z_a + z_{s'}) - (z_b - z_{s''}) \rvert \leqslant 2$
	Zero sau zero-deplasate	$z_a + z_s = z_b - z_s$	$z_a \pm z_{s'} = z_b \pm z_{s''}$	$m_{a.s'}(z_a + z_{s'}) = m_{b.s''}(z_b - z_{s''})$
Angrenaje cu dinți înclinați	Deplasate	$\frac{z_a + z_s}{\cos \alpha_{ta.b}} = \frac{z_b - z_s}{\cos \alpha_{tb.s}}$	$\frac{z_a \pm z_{s'}}{\cos \beta_{a.s'} \cos \alpha_{ta.s'}} = \frac{z_b \pm z_{s''}}{\cos \beta_{b.s''} \cos \alpha_{tb.s''}}$	$\frac{m_{na,s'}(z_a + z_{s'})}{\cos \beta_{a.s'} \cos \alpha_{ta.s'}} = \frac{m_{nb,s''}(z_b - z_{s''})}{\cos \beta_{b.s''} \cos \alpha_{tb.s''}}$
	Zero sau zero-deplasate	$z_a + z_s = z_b - z_s$	$\frac{z_a \pm z_{s'}}{\cos \beta_{a.s'}} = \frac{z_b \pm z_{s''}}{\cos \beta_{b.s''}}$	$\frac{m_{na\,s'}(z_a + z_{s'})}{\cos \beta_{a.s'}} = \frac{m_{nb.s''}(z_b - z_{s''})}{\cos \beta_{b.s''}}$

* Semnul de sus este pentru mecanismul cu angrenare exterioară (mecanismul de la poz. 4), iar cel de jos pentru mecanismul cu angrenare interioară (mecanismele de la poz. 6 și 7 din tabelul 15.30).

Tabelul 15.32

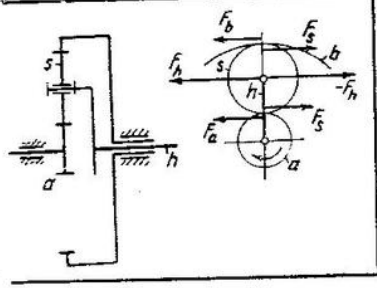
Condițiile de montaj ale roților la mecanismele planetare din tabelul 15.30

Schema după tabelul 15.30	Condiția de montaj
Poz 1; 2	$(z_a - z_s)/S = N$, respectiv $(z_s - z_a)/S = N$
Poz. 3; 11; 12	$(z_a + z_b)/S = N$
Poz. 4; 14	$(z_a z_{s''} - z_b z_{s'})/S = N_1 z_{s'} + N_2 z_{s''}$
Poz. 5	$(z_a z_{s''} + z_b z_{s'})/S = N_1 z_{s'} - N_2 z_{s''}$
Poz. 8	$(z_b - z_a)/S = N$
Poz. 9	$(z_a z_{s_2''} - z_b z_{s_1''})/S = N_1 z_{s_1'} + N_2 z_{s_2''}$
Poz. 13	$(z_a z_{s''} + z_b z_{s'})/S = N_1 z_{s'} - N_2 z_{s''}$
Poz. 6; 7; 10	—

Notații: S — numărul sateliților montați în paralel și echiunghiular; N, N_1, N_2 — numere întregi; $z_{a,b,s',s'',s_1',s_2''}$ — numere de dinți (v. tabelul 15.30).

Tabelul 15.33

Încărcarea elementelor cu axe fixe de rotație la mecanismele planetare cu două roți centrale

Schema forțelor pe elementele mecanismului	Regimul de lucru			Încărcarea elementelor centrale	
	Conducător	Condus	Fix	Puteri	Momente
	a	h	b	$N_a+N_h=0$	$\frac{M_a}{M_h}=-\frac{n_h}{n_a}=-u^b_{ha}$
	h	b	a	$N_b+N_h=0$	$\frac{M_b}{M_h}=-\frac{n_h}{n_b}=-\frac{1}{u^a_{bh}}$
	a	b	h	$N_a=N_b$	$\frac{M_a}{M_b}=\frac{n_b}{n_a}=-\frac{1}{u^h_{ab}}$

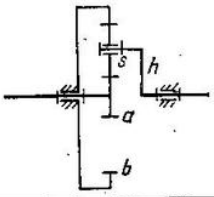
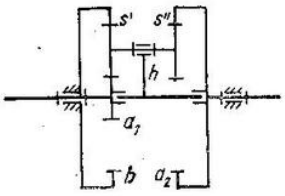
Tabelul 15.34

Randamentul principalelor mecanisme (reductoare) planetare

Schema reductorului	Regimul de lucru			Parametrul constructiv	Randamentul	Observații
	Conducător	Condus	Fix			
Tabelul 15.30, poz. 1	h	b	a	—	$\eta^a_{hb}=\frac{1-\psi^h}{1+z_s\psi^h}$	$z_a-z_s=1$
	h	a	b	—	$\eta^b_{ha}=\frac{1}{1+z_s\psi^h}$	
Tabelul 15.30, poz. 3 și 5	a	h	b	—	$\eta^b_{ha}=1-\frac{\psi^h}{1+\lvert u^h_{ba}\rvert}$	
Tabelul 15.30, poz. 4	a	h	b	$k>1$	$\eta^b_{ah}=1-\lvert u^b_{ah}-1\rvert\psi^h$	$k=u^h_{ab}$
	a	h	b	$k<1$	$\eta^b_{ah}=\frac{1-\lvert u^b_{ha}\rvert\psi^h}{1-\psi^h}$	
Tabelul 15.30, poz. 7	h	a	b	$k>1$	$\eta^b_{ha}=\frac{1-\psi^h}{1+\lvert u^b_{ha}\rvert\psi^h}$	$k=u^h_{ab}$
	h	a	b	$k<1$	$\eta^b_{ha}=\frac{1}{1+\lvert u^b_{ha}-1)\rvert\psi^h}$	
Fig. 15.34, *a*	a_1	a_2	b	$d_b>d_{a2}$	$\eta^b_{a_1a_2}=\frac{0{,}98}{1+[u^b_{a_1a_2}/(1+p)-1]\psi^h_{a_2b}}$	$p=\frac{z_b}{z_{a1}}$
	a_1	a_2	b	$d_{a2}>d_b$	$\eta^b_{a_1a_2}=\frac{0{,}98}{1+\left\lvert\frac{u}{1+p}\right\rvert\psi^h_{ba_2}}$	

Tabelul 15.35

Coeficienții repartizării neuniforme a sarcinii pe sateliți la mecanismele planetare

Schema mecanismului	Sistemul de egalizare a încărcării sateliților	Coeficienții K_{sH} (pentru solicitarea de contact) și K_{sf} (pentru solicitarea la încovoiere)
	Fără sistem de egalizare	Din fig. 15.35
	Cu roțile centrale fixate elastic	$K_{sH} = 1 + 0{,}5(K^*_{sH} - 1)$ $K_{sf} = 1 + 0{,}7(K^*_{sf} - 1)$
	Cu roțile centrale flotante	$K_{sH} = 1...1{,}1$; $K_{sf} = 1...1{,}15$
	Cu roata centrală a_2 flotantă	Pentru roata centrală a_1: $K_{sH} = 1{,}67...2$; $K_{sf} = 2...2{,}5$ Pentru roata centrală a_2: $K_{sH} = K_{sf} = 1$ Pentru roata centrală b: $K_{sH,f} = 1 + (K_{sH,f} - 1)\, z_b/(z_{a_1} u^b_{a_1 a_2})$

* Valori din fig. 15.35.

Calculul se face ca la angrenajele cu axe fixe, avînd în vedere: 1) încărcările calculate după tabelul 15.33; 2) fluxul energetic se divizează pe sateliți; 3) divizarea fluxului energetic se face inegal (tabelul 15.35 și fig. 15.35).

15.3.2. *Construcția reductoarelor cu angrenaje planetare*

Reductoarele planetare se construiesc cu angrenaje cilindrice (schemele de la poz. 1—10 din tabelul 15.30), cu una, două și trei trepte, cu parametrii sistematizați în tabelul 15.36, după firmele: Flender, Renk, Hüttenwerk Southofen (R.F.G.), Ferguson (S.U.A.), IMMUM Baia Mare (R.S.R.) ș.a.

Reductoare de uz general. Din această grupă se dau două exemple: fig. 15.37 — reductor pe baza schemei din tabelul 15.30, poz. 3 — pentru momente pînă la 40 000 N · m și fig. 15.38 — reductor pe baza schemei poz. 7 din același tabel — pentru rapoarte de transmitere mari, într-o construcție foarte compactă (randamentul după curba *3* din fig. 15.36). Reductorul din fig. 15.37 are carcasa corp comun cu roata centrală, cu dantură interioară (execuție din fontă cu grafit nodular), angrenaje cu dinți înclinați, fără sistem de egalizare a încărcării sateliților. La reductorul din fig. 15.38 de reținut prezența unei contragreutăți pentru echilibrarea poziției excentrice a satelitului.

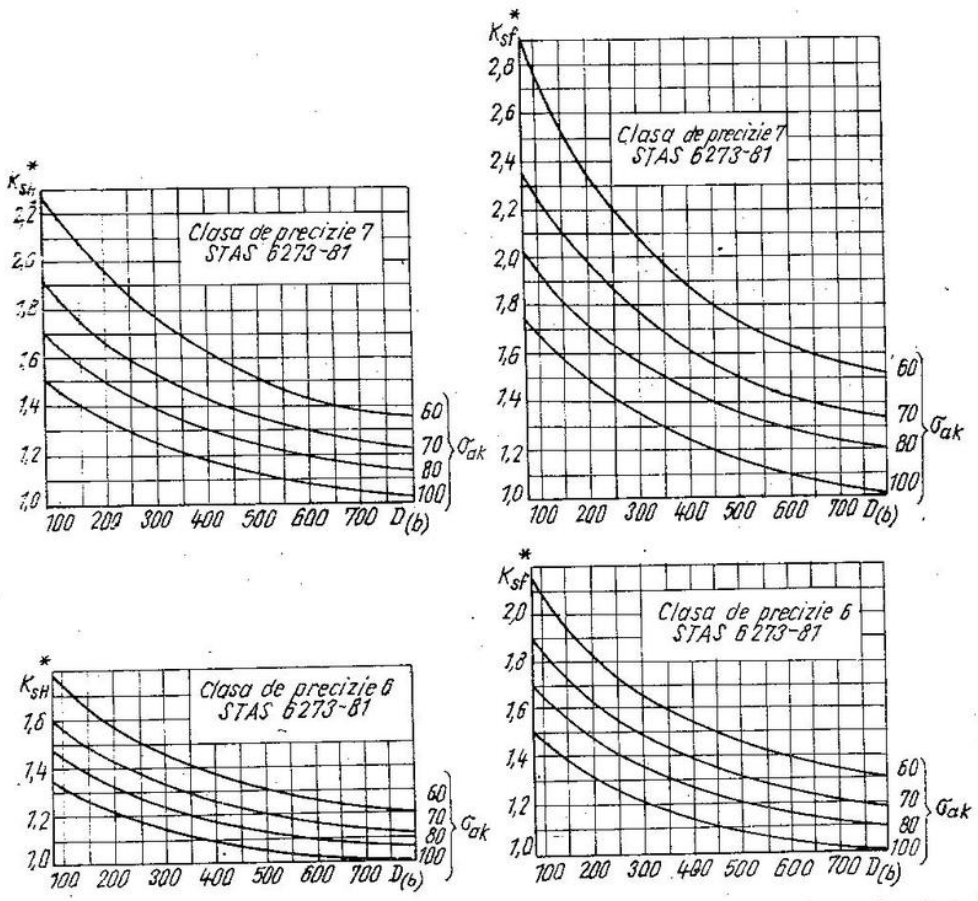


Fig. 15.35. Coeficienții repartizării neuniforme a sarcinii pe sateliți la mecanisme planetare fără sisteme de egalizare a sarcinii.

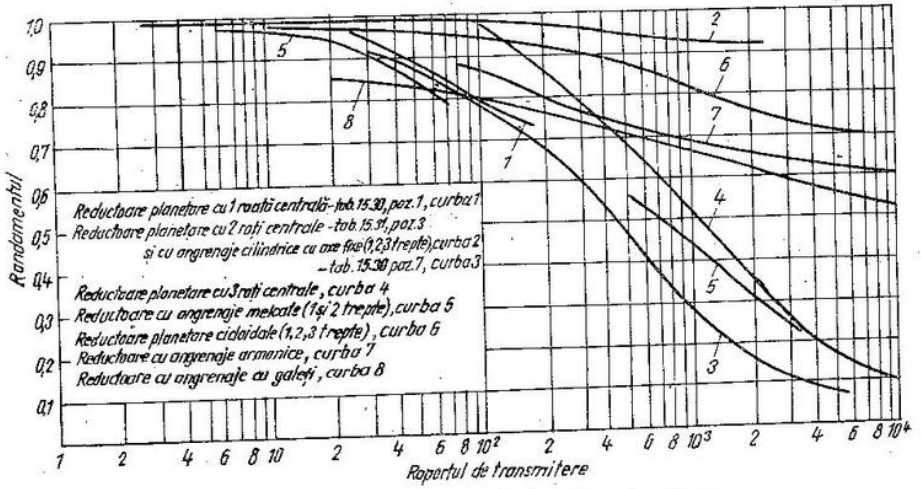


Fig. 15.36. Randamentul reductoarelor planetare.

Tabelul 15.36

Caracteristicile principale ale reductoarelor cu angrenaje planetare

Nr. de roți centrale	Tipul: Schema	Nr. de trepte	Raportul de transmitere	Puterea la arborele de turație mare, kW la 1 000 rot/min Momentul la arborele de turație mică, daN · m	Randamentul	Utilizări
1	Tabelul 15.30, poz. 1 cu *a* fix	1	10 – 180	<95 kW <1 000 daN · m	V. fig. 15.36	Reductoare de uz general, reductoare înglobate în role de transportor și în tobe pentru mașini de ridicat
		2	$10^2 - 10^4$	<1 150 daN · m	0,8 – 0,5	
		3	$10^4 - 10^6$	<1150 daN·m	0,6 – 0,4	
2	Tabelul 15,30, poz. 3 — Fără sistem de egalizare	1	4 – 13	<750 kW <4000 daN·m	0,98 – 0,99	
		2	16 – 169	<4000 daN·m	0,96 – 0,98	
		3	64 – 2197	<4000 daN·m	0,94 – 0,95	
	Tabelul 15,30, poz. 3 — Cu sistem de egalizare	1	3 – 12	300 – 25 000 kW	0,985 – 0,992	Turbotransmisii
	Tabelul 15.30, poz. 4	1	3,9 – 7,5	<100 kW/u = 3,9 <45 kW/u = 8,3 <5kW/u = 75		Reductoare înglobate în șaiba-volant la prese
	Tabelul 15.30, poz. 7	1	2,5 – 20 500	<200 kW	v. fig. 15.36	Reductoare pentru acționări periodice. Acționări comandă
		2	$<145 \cdot 10^3$	<150 daN·m		
		3	$<185 \cdot 10^6$	<150 daN·m		
	Tabelul 15.30, poz. 5 — Fără sistem de egalizare	1	5 – 61,2	<160 kW		Reductoare de uz general
	Tabelul 15.30, poz. 5 — Cu sistem de egalizare (Flender)	1	7,1 – 28	<2000 kW	0,985	
		2	28 – 200	<1800 kW		
		3	224 – 2000	<330 kW		
	Tabelul 15.30, poz. 5 — Idem (Renk)	1	11 – 20			Turbotransmisii
	Tabelul 15.30, poz. 9	1	30 – 180	<6 kW	0,85 – 0,9	Reductoare de uz general
3	Fig. 15.34, *a*	1	15 – 200	<100 kW	V. fig. 15.36	Reductoare de uz general, reductoare înglobate în role de transportor și în tobe pentru mașini de ridicat
			15 – 25 000	<80 daN·m		
	Fig. 15.34, *b*	1	30 – 300	<20 kW	0,97 – 0,75	

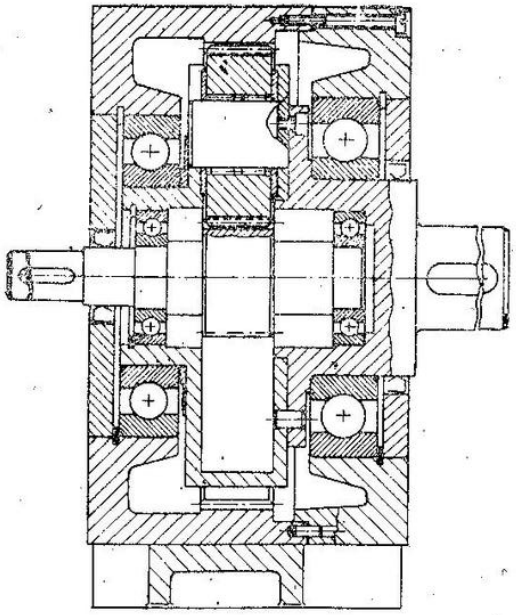


Fig. 15.37. Reductor planetar cu două roți centrale și sateliți simpli (Desch—R.F.G.).

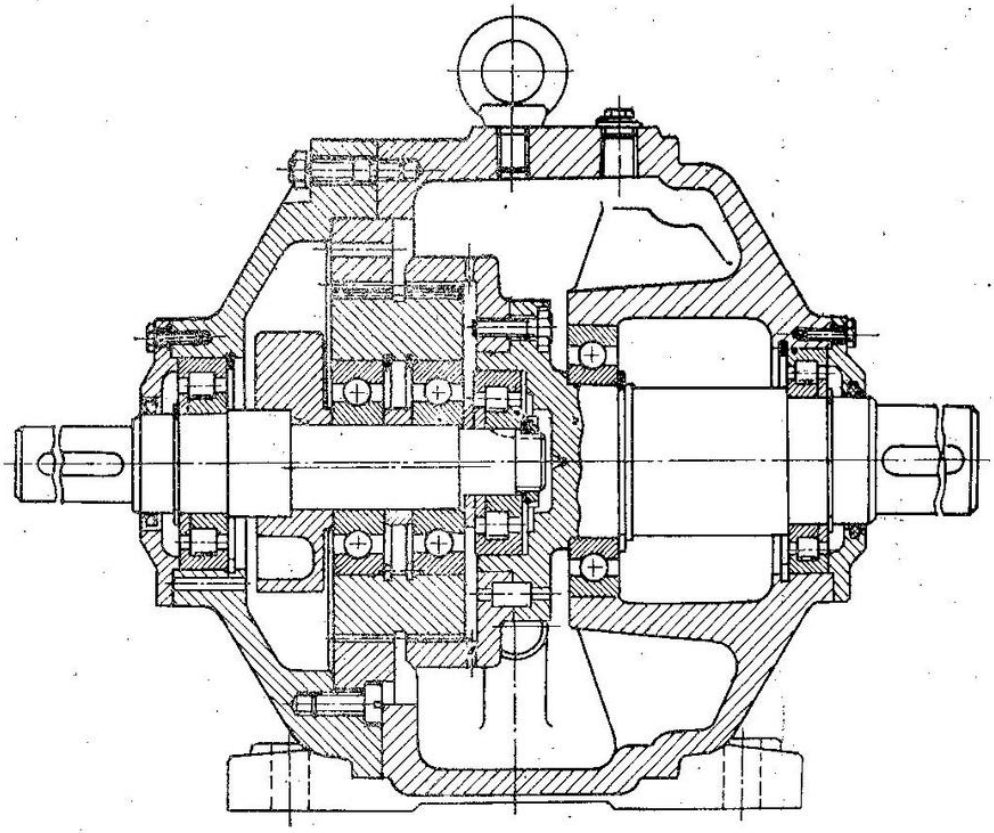


Fig. 15.38. Reductor cu două roți centrale și un satelit dublu (Prometheus Masch. Berlin—R.F.G.).

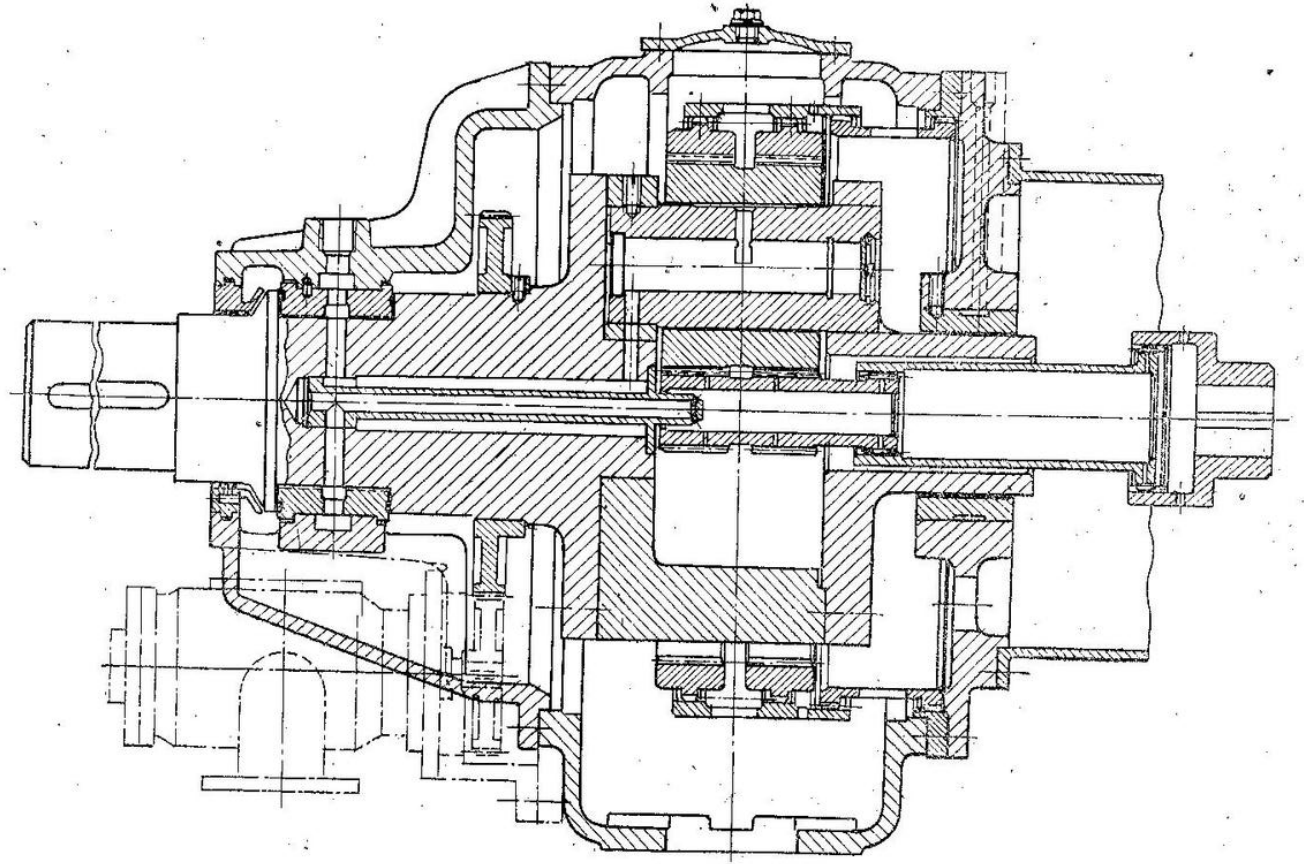


Fig. 15.39. Reductor multiplicator turbo (Hüttenwerk Sonthofen—R.F.G.).

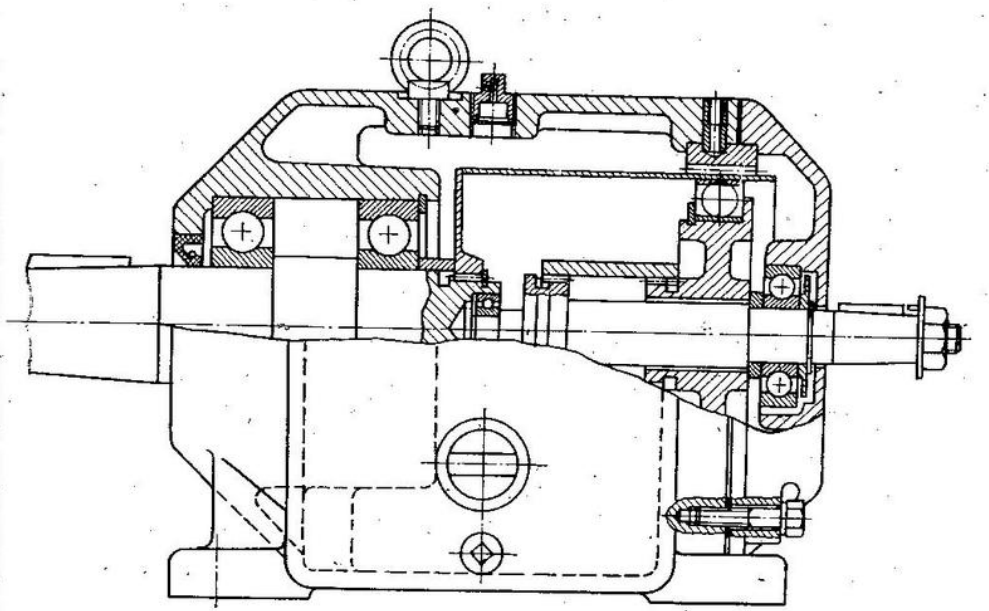


Fig. 15.40. Reductor armonic (Kievski Reduktornîi Zavod—U.R.S.S.).

Reductoare speciale. Un exemplu de transmisie pentru puteri și turații mari este prezentat în fig. 15.39: o transmisie cu angrenaj în V, cu roțile centrale flotante, legate la carcasă, respectiv de arborele de turație mare, prin cuplaje dințate. Manșonul ce leagă, cu dantură interioară, are dantură în V, iar manșonul de legare la carcasă-dantură dreaptă: tot dantură dreaptă are și tronsonul de legare a pinionului central la arborele exterior de turație ridicată. Sistemul descris asigură o diferență de încărcare a sateliților de max $\pm 5\%$.

Special poate fi considerat și reductorul cu angrenaj armonic din fig. 15.40, al cărui principiu de lucru este schematizat în fig. 15.41 ($u = 80 \ldots 250$, $M_t < 6\,500$ N · m, randamentul conform curbei 7 din fig. 15.36). Aceste transmisii, precum și transmisiile cu galeți și cu bolțuri sînt prezentate detaliat în [4, 5, 6, 9].

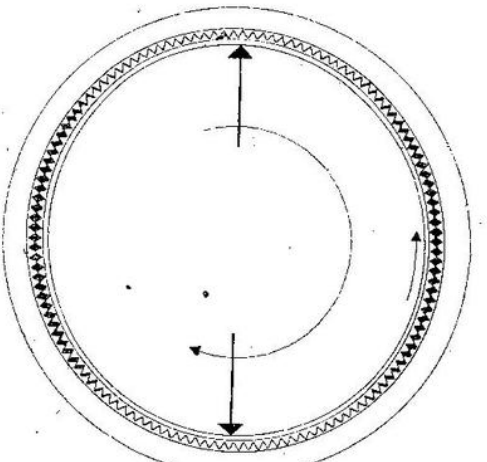


Fig. 15.41. Principiul de lucru al transmisiei armonice.

Bibliografie

1. **Boiko, L. S.** ș.a. *Reduktori i motor-reduktori obșemașinc-strcitelinogo primeneniia.* Moscova, Izd. Masinostroenie, 1984.
2. **Gafitanu, M.** ș.a. *Organe de mașini. Vol. II.* Ed. Tehnică, București, 1983, p. 241—380.
3. **Jula, A.** ș.a. *Proiectarea angrenajelor.* Universitatea din Brașov, 1983.
4. **Kudreavțev, V. N.** ș.a. *Planetarnie țeredaci.* Izd. Mașinostroenie, Leningrad, 1977.
5. **Miloiu, Gh., Dudita, F., Diaconescu, D.** *Transmisii mecanice moderne.* Ed. Tehnică, București, 1980.
6. **Miloiu, Gh., Bugajevski, E.** *Transmisii planetare și diferențiate.* În: Manualul inginerului mecanic. Ed. tehnică, București, 1976, p. 854—888.
7. **Niemann, G.** *Maschinenelemente. Vol. II.* Getriebe. Berlin, Springer Verlag, 1972.
8. **Rădulescu, C. D.** ș.a. *Organe de mașini. Vol. III.* Transmisii mecanice. Universitatea din Brașov, 1975.
9. **Rudenko, V. N.** *Planetarnie i volnovie peredaci.* Izd. Mașinostroenie, Moscova, 1980.
10. **Tait, B. A.** (sub redacția). *Proizvodstvo zubciatîh koles (stravccinik).* Moscova, Izd. Mașinostroenie, 1975.
11. *Documentație tehnică de la firmele:*
    Flender Getriebe, Bocholt; Renk, Augsburg; Desch, Neheim-Hüsten; Promethus, Berlin; Hüttenwerk, Sonthofen; CYCLO Getriebeban Lorenz Braren, Indersdorf (R.F.G.); Getriebefabrik Penig (R.D.G.); Ferguson Machine, St. Louis; United Shoe Machinery, Beverly (S.U.A.); Kievski Opitnopokazatelnîi Reduktornî, Zavod, Kiev (U.R.S.S.); Carlevaro Cattaneo, Alessandria (Italia); Reșița-Renk Reșița; Întreprinderea „Neptun"-Cîmpina; IMMUM, Baia Mare (R.S.R.).

16. TRANSMISII PRIN CURELE

Notații

A; A_p — distanța dintre axe efectivă, respectiv preliminară, a transmisiei prin curele, în mm;

A_c — aria secțiunii transversale a curelei, în mm²;

a — lățimea bazei mari a secțiunii curelei trapezoidale, în mm;

B — lățimea curelei, în mm;

b — lățimea roții de curea, în mm;

c_{min}; c_{max} — coeficienți limită admiși pentru stabilirea distanței dintre axe a transmisiei;

$D_{1,2}$ — diametrul roții de curea lată, în mm;

$D_{p1,2}$ — diametrul primitiv al roții de curea trapezoidală, în mm;

E_i — modulul de elasticitate la încovoiere, în daN/mm²;

E_t — modulul de elasticitate la întindere, în daN/mm²;

F_{tu} — forța de tracțiune utilă, în daN;

f — frecvența îndoirii curelei la trecerea peste roată, în 1/s;

h, h_1 — grosimea curelei late și trapezoidale, respectiv grosimea convențională de calcul, în mm;

i — raportul de transmitere efectiv;

L, L_x, L_y — lungimea desfășurată a curelei, în mm;

L_h — durabilitatea curelei, în ore;

L_p — lungimea primitivă a curelei trapezoidale, în mm;

l_p — lățimea primitivă a curelei trapezoidale, în mm;

N^q — factorul duratei de funcționare al transmisiei;

P_c, P_{ef} — puterea la arborele conducător, respectiv condus al transmisiei, în kW;

P_0 — puterea transmisă pe unitatea de lățime a curelei late, în kW/mm; puterea transmisă de o curea trapezoidală sau dințată sincronă;

p — pasul curelelor dințate, în mm;

r — numărul roților transmisiei prin curele;

S_p — valoarea deplasării roții motoare, în mm;

T_0 — forța de întindere inițială la montaj a curelei, în daN;

T_1, T_2 — forțele din ramurile curelei, în daN;

T_r — forțe din lagăre, în daN;

v — viteza curelei, în m/s;

v_{al} — viteza de alunecare a curelei, în m/s;

y — bombamentul roții de curea, în mm;

Z — numărul curelelor trapezoidale în paralel;

z — numărul de dinți al roților pentru curelele dințate;

z_a — numărul de spițe;

α, α_c — unghiul dintre flancurile curelei trapezoidale, respectiv dintre flancurile curelelor roții de curea, în grd;

β — unghiul de înfășurare al curelei pe roată, în grd;

β_{al}, β_r — unghiul de alunecare, respectiv de repaus, în grd;

ε_a, ε — valoarea admisibilă, respectiv efectivă a deformării sub sarcină a curelei, în %;

ξ_{el} — coeficient de alunecare elastică, în %;

σ_a — tensiunea admisibilă din curea, în daN/mm²;

$\sigma_{1,2}$ — tensiunile din ramurile curelei, în daN/mm²;

σ_b — tensiunea datorită răsucirii curelei, în daN/mm²;

σ_i — tensiunea datorită încovoierii curelei, în daN/mm²;

σ_m — tensiunea datorită forțelor centrifuge, în daN/mm²;

σ_{max} — tensiunea maximă din curea, în daN/mm²;

σ_{tu} — tensiunea datorită forței utile de tracțiune, în daN/mm²;

σ_0 — tensiunea datorită forței de întindere inițială, în daN/mm²;

φ, φ_{opt} — coeficientul de tracțiune, respectiv optim;

η_t — randamentul transmisiei.

Transmisiile prin curele realizează transmiterea puterii de la roata motoare la una sau mai multe roți conduse, prin intermediul unui element flexibil fără sfîrșit. Transmiterea mișcării se poate realiza *cu alunecare* (cazul transmisiilor prin fricțiune cu curele late sau trapezoidale) și *fără alunecare* (cazul transmisiilor sincrone, cu curele dințate).

Utilizarea transmisiilor prin curele — în limitele parametrilor funcționali din tabelul 16.1 — este economică (nu necesită o precizie ridicată de execuție și se întreține ușor), asigură un nivel redus al vibrațiilor și, implicit, o fiabilitate mărită în exploatare.

Transmisiile prin curele prezintă însă unele dezavantaje, care constau în gabaritul lor relativ mare, iar în cazul transmisiilor cu fricțiune prin curele late și trapezoidale, nu asigură un raport de transmitere constant datorită alunecărilor, ale căror valori sînt influențate de variația coeficientului de frecare, depinzînd de condițiile mediului ambiant.

Tabelul 16.1

Domeniul de utilizare a transmisiilor prin curele*

Tipul curelei	Puterea transmisă, kW	Viteza curelei, m/s	Raportul de transmitere	
			Utilizare normală	Utilizare limită
Curele late foarte flexibile	2 000	90	1—6	10
Curele late compound	5 000	100	1—10	20
Curele trapezoidale	1 200	Clasice, 30 Înguste, 50	1—8	15
Curele late dințate	400	80	1—8	10

* Valorile indicate pentru puteri și viteze reprezintă limita maximă realizabilă în condiții speciale. Uzual, puterile transmise nu depășesc 150—200 kW, iar vitezele 30—50 m/s.

16.1. Transmisii prin curele late

În funcție de materialul din care sînt confecționate, se disting următoarele tipuri de curele, cu cea mai largă utilizare:

Curele din piele. Sînt confecționate din piele de bovine (crupon) într-un strat (simple) sau din două sau mai multe straturi (multiple), lipite pe toată

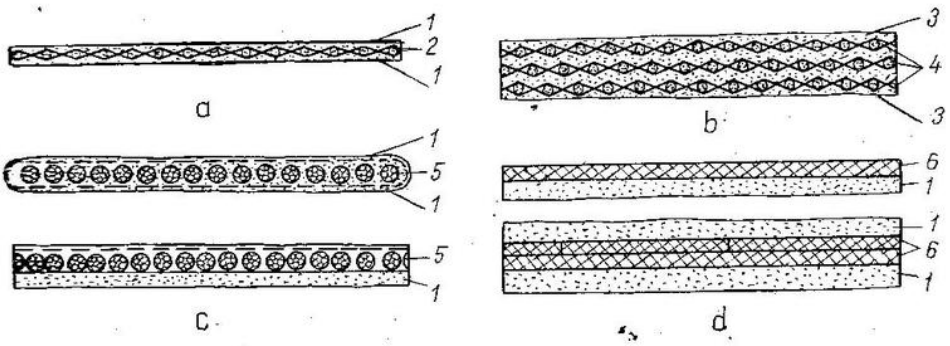


Fig. 16.1. Curele late [10, 12, 13]:
a — curea cu zona de portanță din țesătură textilă; *b* — curea cu zona de portanță în țesătură textilă în mai multe straturi; *c* — curea cu zona de portanț2 din împletitură textilă (cord); *d* — curea cu zona portantă din benzi poliamidice; *1* — zonă de rulare (cauciuc, poliuretan); *2* — zonă de portanță (țesătură textilă); *3* — zonă de rulare cauciuc sau balată); *4* — zona de portanță (bumbac, poliamidă, poliesteri); *5* — zonă de portanță (cord din poliamidă, poliesteri;) *6* — zonă de portanță (benzi poliamidice).

lungimea, pe partea cărnoasă. Flexibilitatea acestor curele depinde de conținutul de grăsime: foarte flexibile (7%); flexibile (14%); rezistente — standard (25%).

Curele din țesături. Sînt confecționate din fibre textile naturale (bumbac, celofibră — celofibră ighelitată, lînă și păr de cămilă sau capră, cînepă, in, mătase naturală) sau din fibre sintetice (viscoză, poliamide și poliesteri).

Curelele din țesături se pot confecționa într-un strat sau mai multe, îmbinate pe toată lungimea prin coasere sau într-o contextură specială, lipite sau — în cazul curelelor cauciucate — prin vulcanizare (fig. 16.1).

Curele compound. Realizate în mai multe straturi (fig. 16.2), oferă cumulat avantajele datorate proprietăților de rezistență ale materialelor plastice, precum și a celor de fricțiune specifice curelelor din piele. Performanțele foarte ridicate (v. tabelul 16.1) le recomandă numai pentru cazuri speciale de utilizare (viteze tangențiale 70—80 m/s, în cazul curelelor scurte cu inserție de șnur poliamidic continuu putînd ajunge la 100 m/s și frecvențe pînă la 100 Hz).

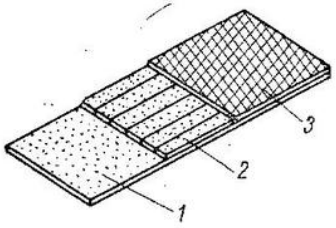
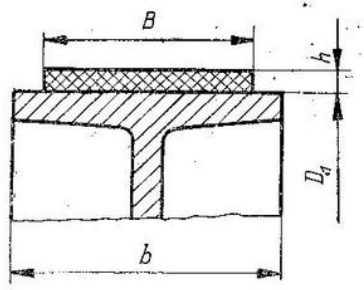


Fig. 16.2. Curea compound:
1 — strat de piele cromată; *2* — zonă de portanță (folie sau strat de șnururi poliamidice); *3* — strat de protecție.

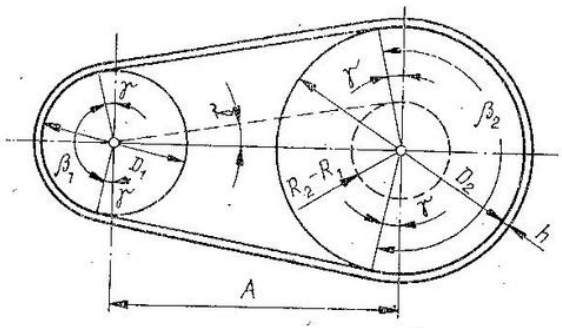
Curelele compound sînt rezistente la produse petroliere; sînt foarte flexibile; permit transmiterea puterii cu oscilații minime; sînt antielectrostatice; au o durabilitate mare și sînt practic insensibile la umiditate.

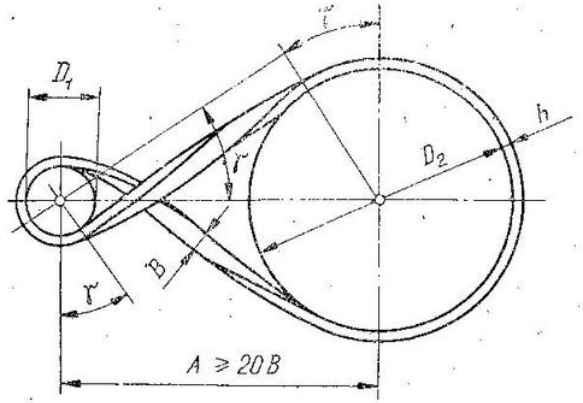
Curelele de acest tip avînd inserție — folie de poliamidă se execută la orice lungimi (atît fără fine, cît și cu fine), cu lățimi pînă la 1200 mm și se pot lungi, scurta și repara.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea transmisiilor prin curele late [1–5]

Elemcntul de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
1	2	3
Diametrul roții mici, D_1 	$D_1 = Y_1 \sqrt{\frac{D_1}{h}} \sqrt{\frac{P_c K}{\sigma_a n_1}}$ (16.1) D_1 se rotunjește la o valoare imediat superioară din STAS 6011-83. Pentru curelele compound, D_1 se corelează cu tipul curelei (v. fig. A.16.1) în funcție de f_{max} din tabelul A.16-1, verificîndu-se încadrarea valorii calculate cu recomandările firmei, conform tabelului A.16-2 [4]	$Y_1 = 80 \dots 100$ [4] $\left(\frac{D_1}{h}\right)_{min}$ și σ_a, conform tabelului A.16-1 $K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5$, v. tabelul A.16-3 [4] $P_c = \frac{P_{ef}}{\eta_t} = \frac{P_{ef}}{0{,}94 \dots 0{,}96}$
Diametrul roții mari D_2	$D_2 = (1 - \xi_{el})\, D_1 i$ (16.2)	$\xi_{el} = 0{,}01 \dots 0{,}04$
Grosimea curelei h	$h \approx D_1/(D_1/h)$ (16.3) Se adoptă o grosime normalizată, conform STAS 5917-85 și STAS 1815-79	$\left(\frac{D_1}{h}\right)$, v. tabelul A.16-1
Viteza curelei v	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1\,000} \leqslant v_{max}$ (16.4)	v_{max}, din tabelul A.16-1

Tabelul 16.2 (continuare)

1	2	3
Lungimea desfășurată a curelei, L, L_x, L_y:		
— transmisii cu arbori paraleli și ramuri deschise	$L = 2A_p \cos\gamma + \pi(D_1 + h)\frac{(180 - 2\gamma)}{360} + \pi(D_2 + h)\frac{(180 + 2\gamma)}{360}$, (16.5) cu: $\sin\gamma = \frac{D_2 - D_1}{(2A_p)}$; $\beta_1 = 180° - 2\gamma$. $C_{min}(D_1 + D_2) \leqslant A_p \leqslant C_{max}(D_1 + D_2)$ (16.6) Distanța efectivă dintre axe A se calculează din (16.5), în funcție de L normalizat	Lungimea curelei se alege din STAS 8932-71, la o valoare imediat superioară valorii calculate $C_{min} \approx 0{,}6$, pentru curelele compound; ≈ 2, pentru curelele late clasice; $C_{max} \approx 2$, pentru curelele late de înaltă rezistență; > 2, pentru curelele late din materiale clasice. Notarea curelelor late conform STAS 758-83.



— transmisii cu axe paralele și ramuri încrucișate

$$L_x = 2A_p \cos\gamma + \pi(D_1 + h)(180 + 2\gamma)/$$

$$/360 + \pi(D_2 + h)(180 + 2\gamma)/360, \qquad (16.7)$$

cu:

$$\left.\begin{aligned} \sin\gamma &= \frac{D_1 + D_2 + 2h}{2A_p}; \\ \beta_1 &= 180^\circ + 2\gamma. \end{aligned}\right\}$$

$$A_p \geq 2(D_1 + D_2) \qquad (16.8)$$

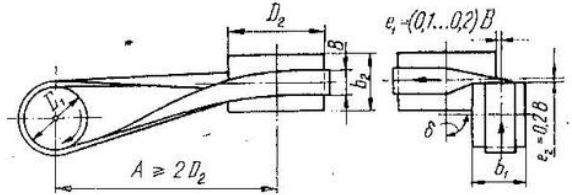
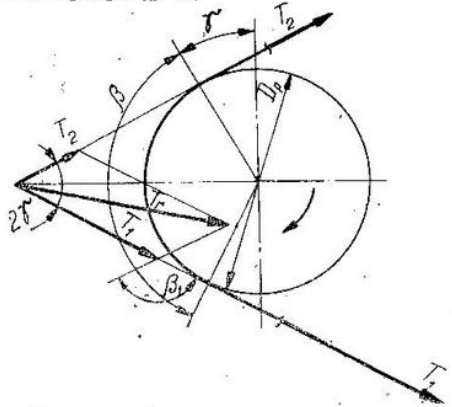
Distanța efectivă dintre axe A se calculează din (16.7), în funcție de L normalizat

Lungimea curelei se alege din STAS la o valoare imediat superioară valorii L_x calculate.

Observație. Datorită răsucirii curelei, distanța dintre axe a acestor transmisii este mai mare ca a transmisiilor cu ramuri deschise.

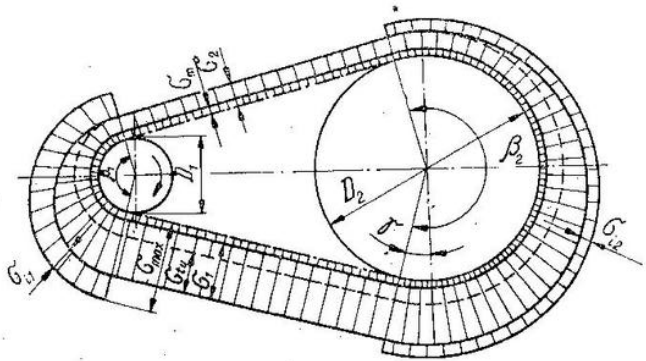
După definitivarea lățimii curelei, se verifică:

$$A \geq 20\ B \qquad (16.9)$$

1	2	3
		
— transmisii cu axe încrucișate și ramuri semiîncrucișate	$L_y = \frac{I.\delta}{180} + \frac{L_x(180-\delta)}{180}$; (16.10) $\beta_1 = 180°$ Distanța efectivă dintre axe A se calculează din (16.10) în funcție de L normalizat	δ, în grade Lungimea curelei se alege din STAS, la o valoare imediat superioară valorii L_y, calculate. Pentru evitarea căderii curelei valorile cotelor e_1 și e_2 sînt obligatorii. După definitivarea lățimii curelei se verifică: $A \geq 2D_2$ (16.11)
Frecvența încovoierilor curelei f	$f = vr/L \leq f_{max}$ (16.12)	f_{max}, din tabelul A.16-1
Forțele care acționează în transmisia cu curele: T_1, T_2, F_{tu}, T_r 	$T_1/T_2 = e^{\mu\beta_1} = m$ (16.13) $T_1 = F_{tum}/(m-1)$ (16.14) $T_2 = F_{tu}/(m-1)$ (16.15) $F_{tu} = T_1 - T_2 = 2M_t/D_{p1}$ (16.16) $T_r = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2T_1T_2\cos\beta_1}$ (16.17) β_1, în rad (pentru roata mică)	Pentru calculele practice $\mu = const$; valori conform tabelului A.16-1, pentru temperatura mediului de funcționare 20° ... 40°C și o umiditate relativă $\Psi_{rel} = 40 ... 80\%$.

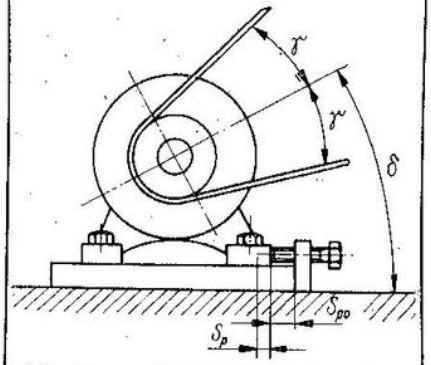
Lățimea curelei B (valoare preliminară)	$B = \frac{P_c}{P_0} K$ (16.18) Lățimea curelei se alege la o valoare egală sau imediat superioară conform STAS Se recomandă: $B \leqslant (0{,}25 \ldots 0{,}5) D_1$. Pentru transmisii cu ramuri încrucișate sau semiîncrucișate, pentru B se recomandă valori cît mai mici	Pentru $K = 1$, P_0 se determină astfel: — pentru curelele din piele flexibile, tăbăcite cu crom, din fig. A.16-2; h_1 din tabelul A.16-4; — pentru curelele textile țesute se consideră (0,7...0,8) P_0, conform fig. A.16-2; — pentru curelele compound din fig. A.16-3
Verificarea alegerii lățimii curelei	Se stabilește valoarea P_0 în funcție de elementele cunoscute din relația $P_0 = (\sigma_a - \sigma_i - \sigma_m - \sigma_b) \frac{vh\varkappa}{102}$ (16.19) și se recalculează lățimea curelei B $\sigma_i = E_i \, h/D_1$; (16.22) $\sigma_m = \rho v^2/100$. (16.23) În cazul transmisiilor cu ramuri încrucișate, $\sigma_b = E_i B D_2/(2A^2)$, (16.24) iar pentru cele cu ramuri semiîncrucișate, $\sigma_b \approx E_i (B/A)^2$ (16.25)	σ_a, v. tabelul A.16-1 $\varkappa = \frac{m-1}{m}$ (16.20) Pentru o durabilitate impusă a curelei, $\sigma_a = \sigma_r / N^q S$, (16.21) cu: σ_r, v. tabelul A.16-1; S — coeficient de siguranță, $S \approx 1{,}5$; N^q, din fig. A.16-4; q, v. tabelul A.16-5; E_i, v. tabelul A.16-1; ρ, v. tabelul A.16-1. *Observație.* σ_m se ia în considerare numai pentru $v > 15$m/s

Tabelul 16.2 (continuare)

1	2	3
Determinarea tensiunii maxime din curea	 $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{t1} + \sigma_b + \sigma_m =$ $= \sigma_{tu}/\varkappa + \sigma_t + \sigma_b + \sigma_m \leqslant \sigma_a$, (16.26) cu: $\sigma_1 = \frac{T_1}{A_t} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{F_{tu}}{Bh} = m\sigma_2$; (16.27) $\sigma_{tu} = \frac{F_{tu}}{Bh} = \sigma_1 - \sigma_2 = \varkappa\sigma_1$. (16.28)	*Observație.* În calculele practice se admite că materialul este omogen. Pentru curelele cu inserții de rezistență, secțiunea A_c conform fig. A. 16-5.

	Se determină:	E_t, din tabelul A.16-1;
	$\xi_{cl} = \dfrac{T_1 - T_2}{E_t A_c[1 + T_1/(E_t A_c)]} \cdot 100 \approx$	$\xi_{cl} = (1 \dots 2)\% \approx \xi_{opt}$. Pentru o funcționare intensivă $\xi_{cl} \approx$ $\approx (3 \dots 4)\% \approx \xi_{total}$, v. fig. A.16.6
	$\approx \dfrac{F_{tu}}{E_t A_c} 100$; (16.29)	
	$\varphi = \dfrac{F_{tu}}{T_1 + T_2} = \dfrac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2} =$	φ – conform recomandărilor din tabelul A.16-1
	$= \dfrac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2} = \dfrac{m-1}{m+1}$; (16.30)	
	$\eta_t \approx 1 - \xi_{cl}$ (16.31)	
Tensionarea transmisiilor cu curele late	– Tensionarea permanentă prin scurtarea curelei cu ΔL (A = const)	În funcție de tipul transmisiei se consideră L, L_x, L_y
	$\Delta L = \varepsilon L/(100 - \varepsilon)$; (16.32)	
	$\varepsilon = \dfrac{100\,\sigma_m}{E_t} + \dfrac{100\,\sigma_{tu}}{\varphi E_t}$ [%]; (16.33)	
	$\varepsilon \leqslant \varepsilon_a$	ε_a, conform tabelului A.16-6
	– Tensionare permanentă prin mărirea distanței dintre axe ($A \neq$ const),	
	$S_p = \Delta L/(2{,}5 \cos\delta \cos\gamma)$ (16.34)	

Tabelul 16.2 (continuare)

1	2	3
Tensionarea transmisiilor cu curele late	— Alte sisteme: 	v. § 16.1.2
Forța de întindere inițială la montaj a curelei T_0	$T_0 = Bh[\sigma_m + \sigma_{tu}/(2\varphi)]$ (16.35)	σ_m, se ia în considerare numai pentru $v \geqslant 10$ m/s
Încărcarea lagărelor sub influența forței de tensionare a curelei $T_{r\,max}$	$T_{r\,max} \approx (\varepsilon E_t/100)\, 2Bh \cos\gamma$ (16.36)	
Elementele roții de curea: b, y, z_a, g, d_b, l_n, (v. fig. 16.6)	Valoarea bombamentului y se alege conform STAS 6011-83, în funcție de lățimea și diametrul roții D. $b \approx 1{,}1\,B + (5 \ldots 10)$ mm (16.37) Pentru transmisii cu axe încrucișate și semiîncrucișate, $b_1 = b_2 \approx (1{,}5 \ldots 2)\,B$ (16.38)	Pentru $D > 400$ mm, se recomandă [1, 2, 3, 4]: $z_a \approx (1/7)\sqrt{D}$ [mm] (16.39) $g \approx 0{,}005\,D$[mm] + 3 mm $\geqslant$ 5 mm; (16.40) $d_b \approx l_n \approx (1{,}5 \ldots 2)\,d$ (16.41)

Curelele cu inserție de șnur poliamidic se realizează numai fără fine, la lungimi de max 10 000 mm și lățimi pînă la 500 mm.

Caracteristicile tehnice ale curelelor late sînt prezentate în tabelul A. 16-1.

16.1.1. *Elemente de calcul*

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul, proiectarea și verificarea transmisiilor prin curele late sînt indicate în tabelul 16.2, în fig. 16.3 fiind prezentată schema logică aferentă.

16.1.2. *Elemente constructive*

Îmbinarea curelelor late. Curelele late pot fi fără sfîrșit sau îmbinate prin lipire, coasere sau vulcanizare (fig. 16.4) sau cu elemente metalice (fig. 16.5).

Lipirea cu adezivi sintetici asigură rezistențe ridicate la tracțiune $\sigma_n \geqslant 1{,}7$ daN/mm² [2], realizîndu-se sub formă de pană, pe lungimi conform prevederilor STAS 758-83.

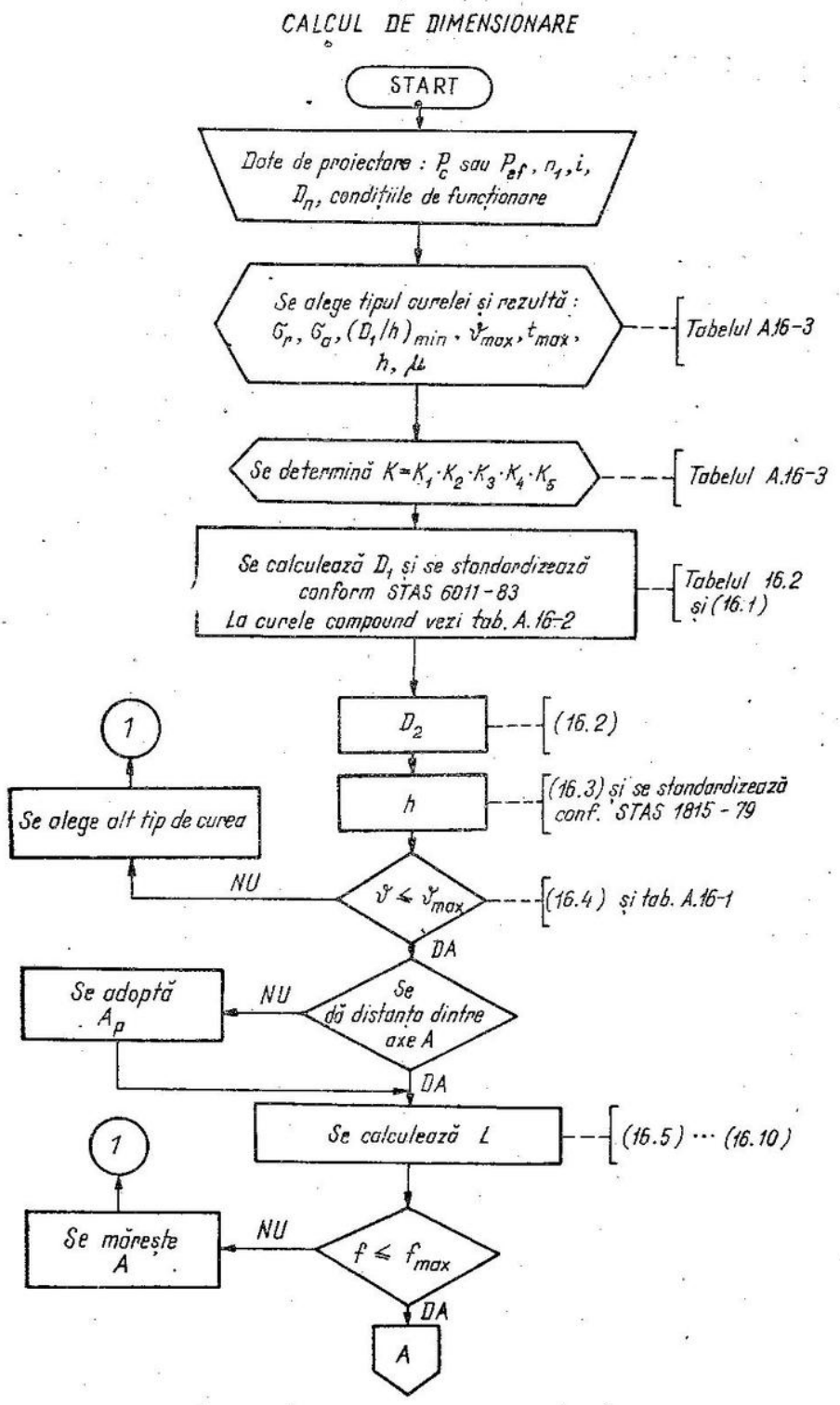
Îmbinarea curelelor cu elemente metalicè, precum și coaserea suprapusă, se utilizează — în special — în cazul curelelor din fibre textile țesute; aceste îmbinări introduc șocuri și vibrații în transmisie, motiv pentru care viteza de funcționare a curelelor este $\leqslant 10$ m/s.

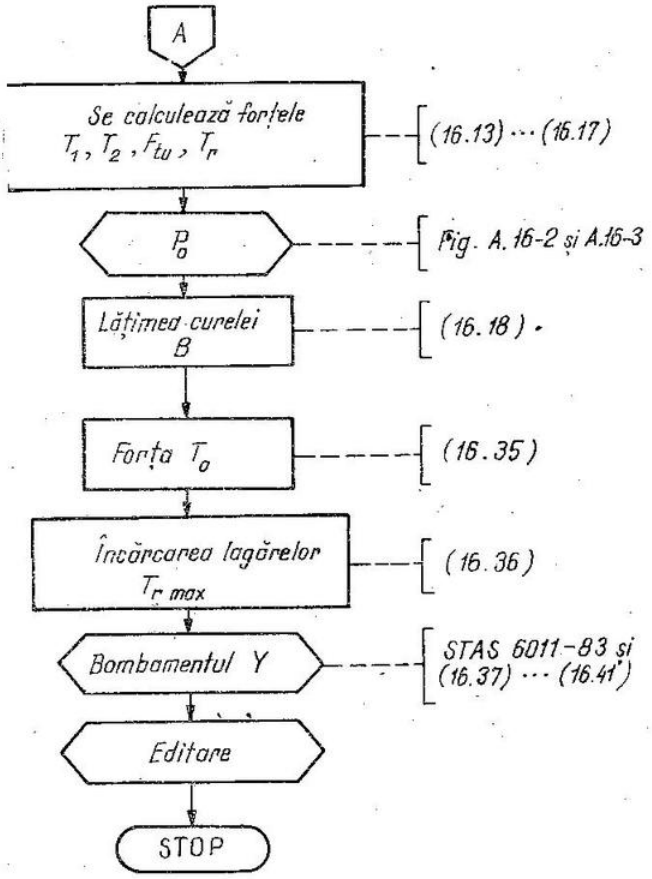
Roți pentru transmisiile prin curele late. Structura roților de curea diferă în funcție de dimensiunile acestora, în special de valoarea diametrului exterior D și de lățimea b, calculate conform tabelului 16.2 (v. și fig. 16.6).

În vederea asigurării stabilității în funcționare a curelei, suprafața activă a roților de curea este prevăzută cu un bombament, a cărui valoare este reglementată în STAS 6011-83. Pentru transmisiile cu axe paralele și $v \geqslant 50$ m/s. ambele roți sînt bombate (roți tip B, conf. STAS 6011-83); pentru transmisiile multiple (cu mai multe roți conduse) nu se admit bombamente decît la roțile care acționează pe aceeași parte a curelei; celelalte roți, vor fi fără bombament (forma A, conform STAS 6011-83); la transmisiile cu axe încrucișate, semiîncrucișate și pentru viteze < 20 m/s, roțile de curea nu vor fi prevăzute cu bombament.

La stabilirea elementelor geometrice ale roților de curea, în afara celor indicate în STAS 6011-83, se vor avea în vedere recomandările din tabelul 16.2 și din fig. 16.6. La viteze periferice de $v \leqslant 25$ m/s, roțile se echilibrează static, iar la $v > 25$ m/s și $b/D > 0{,}25$, se echilibrează dinamic, dezechilibrul maxim admis fiind 0,03 N · mm/kg masă roată curea [2].

Roțile de curea se execută din fontă de calitate sau din aliaje de aluminiu rezistente, iar pentru $v > 40$ m/s din oțel turnat sau în construcție sudată.


CALCUL DE DIMENSIONARE
START
Date de proiectare : P_c sau P_{ef}, n_1, i, D_n, condițiile de funcționare
Se alege tipul curelei și rezultă : σ_r, σ_a, $(D_1/h)_{min}$, v_{max}, t_{max}, h, μ
Tabelul A16-3
Se determină $K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5$
Tabelul A.16-3
Se calculează D_1 și se standardizează conform STAS 6011-83
La curele compound vezi tab. A.16-2
Tabelul 16.2 și (16.1)
D_2
(16.2)
h
(16.3) și se standardizează conf. STAS 1815-79
$v \leq v_{max}$
(16.4) și tab. A.16-1
NU
DA
1
Se alege alt tip de curea
Se dă distanța dintre axe A
Se adoptă A_p
NU
DA
Se calculează L
(16.5) ··· (16.10)
1
Se mărește A
$f \leq f_{max}$
NU
DA
A



← Fig. 16.3. Schema logică pentru calculul transmisiilor cu curele late.

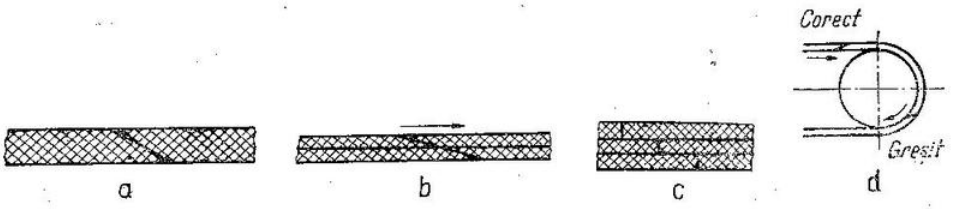


Fig. 16.4. Îmbinarea curelelor late prin lipire cu adezivi:
— curele cu un strat; *b* — curele cu două straturi; *c* — curele cu trei straturi; *d* — sensul de deplasare a curelelor îmbinate prin lipire.

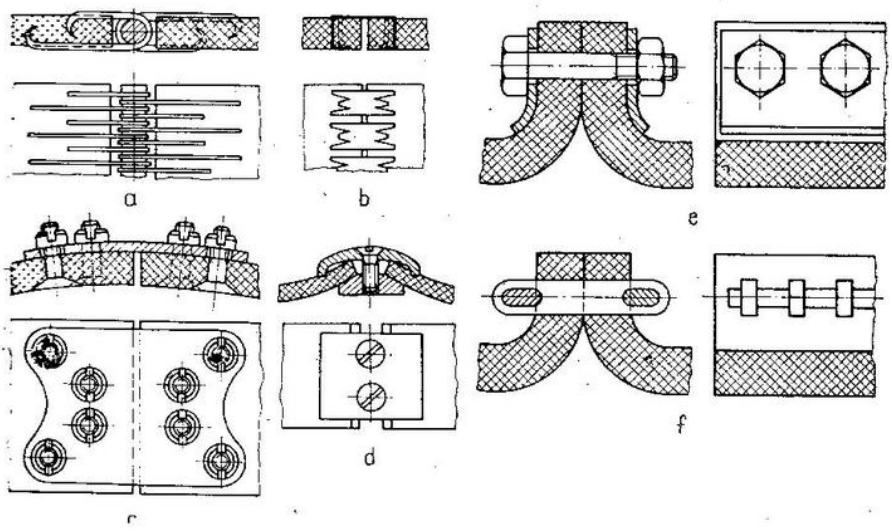


Fig. 16.5. Îmbinarea curelelor late prin elemente metalice:
a, b — cu agrafe; *c, d* — cu eclise cap la cap; *e* — cu eclise prin îndoire, cu șuruburi; *f* — prin îndoire, cu tiranți.

Sisteme de tensionare a transmisiilor prin curele late. Tensionarea permanentă, prin scurtarea curelei (A = const.), respectiv prin mărirea distanței dintre axe ($A \neq$ const.) (v. tabelul 16.2), au dezavantajul că necesită periodic controlul stării de tensionare și luarea măsurilor necesare situării transmisiei în limitele condițiilor inițiale. Cauza acestor intervenții este apariția unor alungiri remanente, sub efectul sarcinii transmise și stării de oboseală specifice materialului curelei.

În vederea unei compensări permanente a acestor alungiri remanente și totodată asigurării realizării permanente a performanțelor transmisiei prin curele — în condițiile unei mai raționale adaptări a acesteia în funcție de variațiile momentului rezistent — se utilizează sistemul de *tensionare cu rolă* acționată prin greutate (fig. 16.7).

În fig. 16.8 și 16.9 sînt prezentate două variante de *tensionare automată*, cu modificarea distanței dintre axe, care — sub efectul variației sarcinii mașinii antrenate — asigură tensionarea optimă a curelei și deci transmiterea puterii cu un randament superior.

16.2. Transmisii prin curele trapezoidale și dublu trapezoidale

Se disting o multitudine de tipuri în funcție de forma geometrică a secțiunii și performanțele funcționale (putere transmisă, viteză periferică limită, flexibilitate etc.):

Curele trapezoidale clasice: *Y*; *Z*; *A*; *B*; *C* și *D*, la care $l_p/h = 1{,}3 \ldots 1{,}4$ (fig. 16.10). Dimensiunile caracteristice rezultă din STAS 1164/1-71, iar condițiile de calitate — din STAS 1164/2-79.

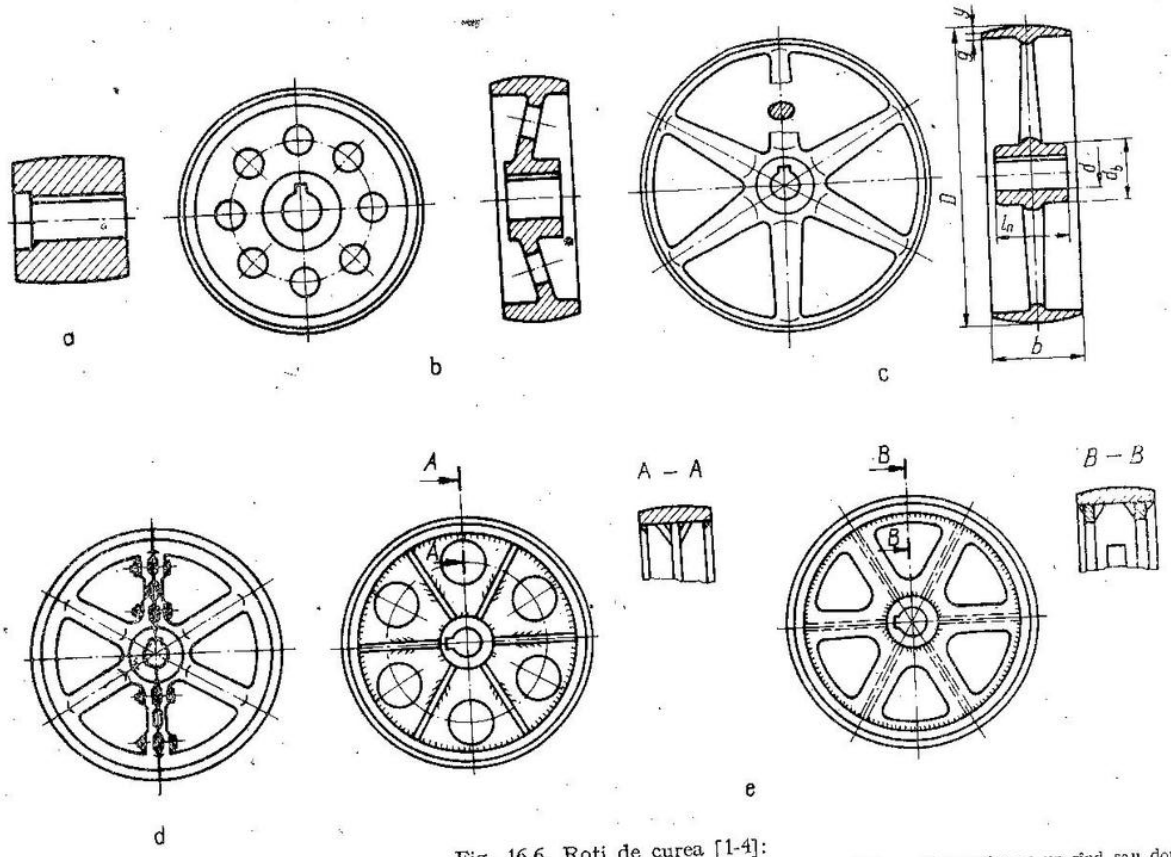


Fig. 16.6. Roți de curea [1-4]:

a — roată turnată plină ($D < 160$ mm); *b* — roată turnată cu diafragmă ($D \leqslant 450$ mm); *c* — roată turnată cu spire pe un rînd sau două rînduri ($D \leqslant 1\,000$ mm); *d* — roată turnată din două bucăți ($D \leqslant 1\,000$ mm, cînd este cazul); *e* — roată în construcție sudată ($D = 600 \ldots 2\,000$ mm).

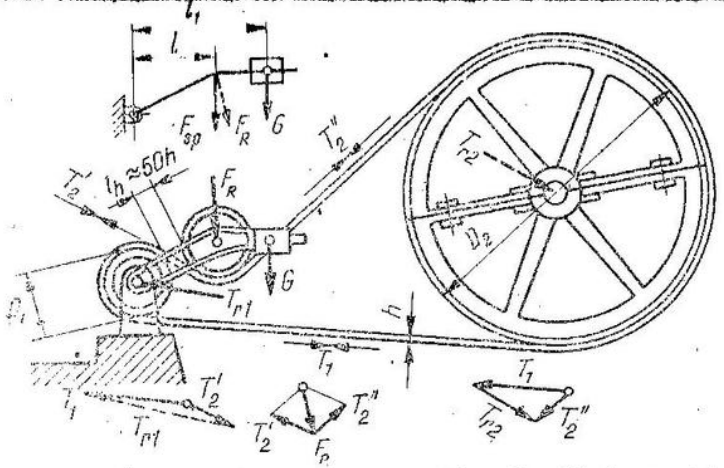


Fig. 16.7. Sistem de tensionare cu rolă acționată de greutate ($A \neq$ const). [1]

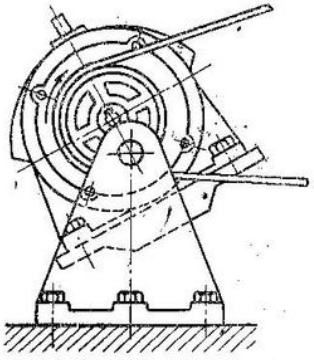


Fig. 16.8. Sistem de tensionare automată prin basculareа motorului ($A \neq$ const) [2].

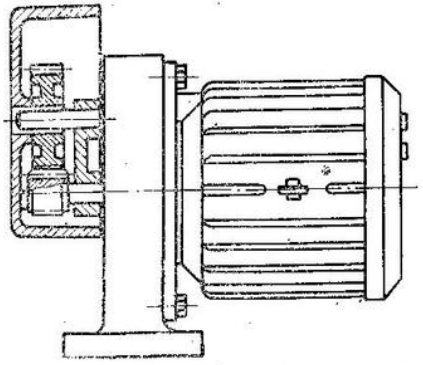


Fig. 16.9. Sistem de tensionare automată prin basculareа roții motoare [$A =$ const) [2].

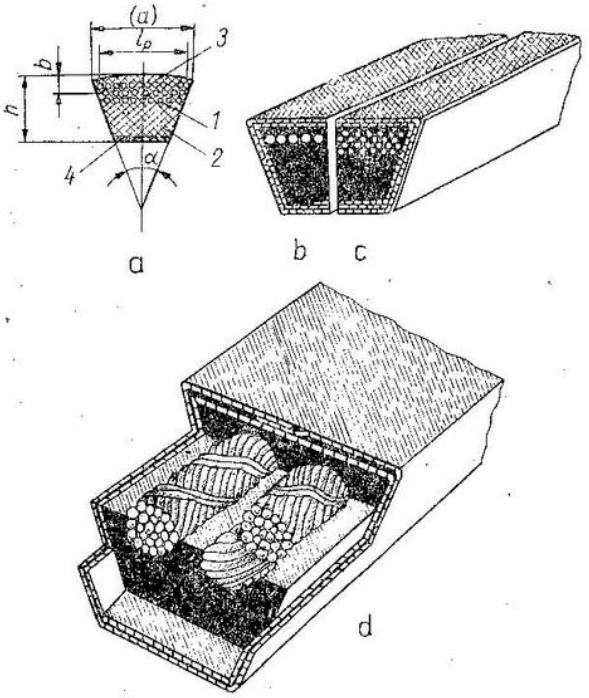


Fig. 16.10. Curele trapezoidale:

a — elemente geometrice și structură; *b* — zona de rezistență cu cabluri metalice; *c* — zona de rezistență cu șnur textil sau fibre de sticlă; *d* — zona de rezistență cu cabluri textile; *1* — zona de rezistență; *2* — zona de compresiune (cauciuc cu 70 — 80° Sh); *3* — zona de tracțiune; *4* — înveliș protector de pînză cauciucată, din fibre vegetale sau sintetice.

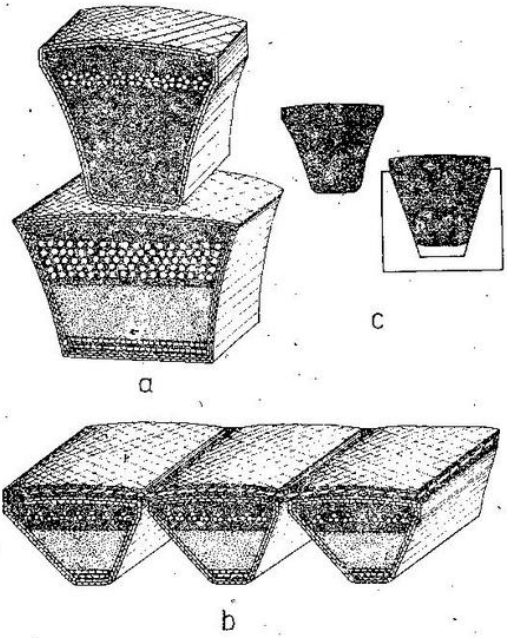


Fig. 16.11. Curele trapezoidale speciale cu flancuri concave [17]:
a — simple; *b* — multiple-monolit; *c* — profilul curelei în stare liberă și montată în roată.

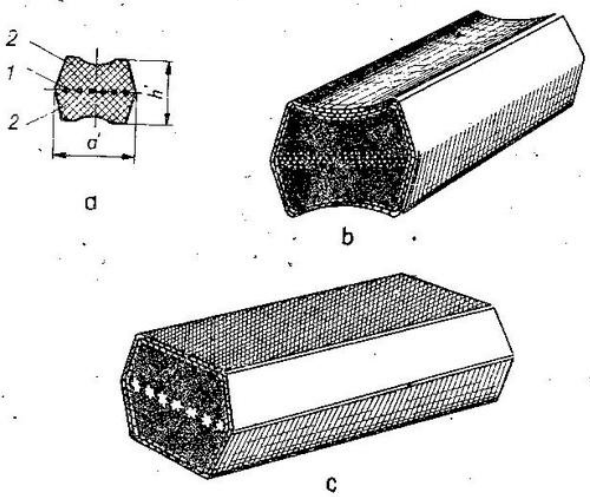


Fig. 16.12. Curele dublu trapezoidale [16]:
a — elemente geometrice și structură; *b* — cu rețea de șnur textile sau fibre de sticlă; *c* — cu cabluri metalice; *1* — zonă de rezistență și tracțiune; *2* — zonă de compresiune.

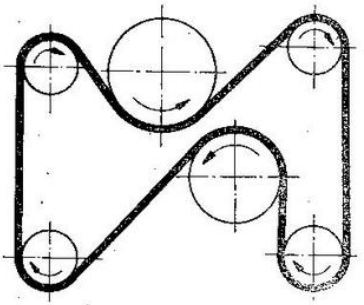


Fig. 16.13. Transmisie cu curele dublu trapezoidale.

Curele trapezoidale înguste: SPZ; SPA; SPB și *SPC*, la care $l_p/h \approx$ $\approx 1 \ldots 1{,}1$, cu dimensiunile geometrice conform STAS 7192/2-83. Aceste tipuri de curele oferă avantajul unei suprafețe mărite de contact cu locașul roții, deci o mai mare rezistență la rupere, comparativ cu curelele clasice.

Curele trapezoidale speciale (v. fig. 16.11, *a*) [17], la care forma concavă a flancurilor în stare liberă oferă avantajul unei așezări corecte în funcționare (stare deformată) și, implicit, o durabilitate superioară.*

În vederea evitării vibrațiilor datorită funcționării în paralel a mai multor curele, precum și încărcărilor inegale ale acestora, s-au realizat curele concave multiple monolite, cu două, trei, patru sau cinci curele în paralel (v. fig. 16.11, *b*).

Curelele dublu trapezoidale (fig. 16.12 [16]), care asigură transmiterea mișcării în cazul transmisiilor cu mai multe roți conduse, dispuse pe ambele părți ale curelei (fig. 16.13).

Caracteristicile tehnice ale curelelor trapezoidale sînt prezentate în tabelul A.16-1, tabelul 16.3 și STAS 1163-71.

16.2.1. *Elemente de calcul*

Calculul transmisiilor cu curele trapezoidale se efectuează pe baza metodei din STAS 1163-71, din care rezultă toate elementele cinematice și funcționale pentru o durată convențională de funcționare $L_h \approx 2{,}5 \cdot 10^4$ ore [2].

Tabelul 16.3

Puterea nominală P_0, în kW, transmisă de o curea dublu trapezoidală [16]

v m/s	Tipul curelei		
	AA	*BB*	*CC*
2	0,27	0,51	0,81
4	0,55	0,95	1,7
6	0,81	1,4	2,5
8	1,06	1,84	3,2
10	1,25	2,28	3,9
12	1,47	2,65	4,5
14	1,62	2,94	5,1
16	1,76	3,17	5,5
18	1,91	3,38	5,9
20	1,98	3,5	6,0
22	1,98	3,5	6,1
24	1,91	3,46	6,0
26	1,84	3,3	5,7
28	1,69	3,0	5,2
30	1,47	2,55	4,5

Valorile puterilor corespund unui unghi de înfășurare $\beta = 180°$.

În cazul transmisiilor cu curele dublu trapezoidale calculul se efectuează conform STAS 1163-71, valorile puterii nominale transmise de o curea rezultînd din tabelul 16.3.

* Curelele trapezoidale clasice și înguste au flancuri drepte în stare liberă.

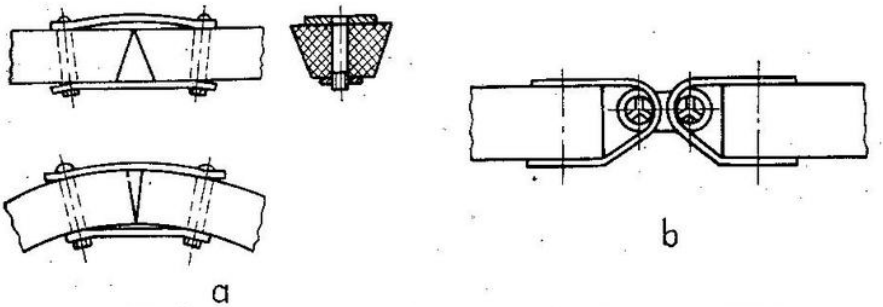


Fig. 16.14. Îmbinarea curelelor trapezoidale prin elemente metalice: *a* — cu bride; *b* — cu agrafe.

Valoarea tensiunii inițiale de montaj a curelei se determină cu relația [2]

$$T_0 = C_0 P_c/(vz) \quad [\text{daN}], \tag{16.42}$$

în care: $C_0 = 75 \ldots 100$ este un coeficient care depinde de proprietățile reologice ale curelelor (valorile minime corespund curelelor cu inserții de poliester, fibre de sticlă sau cabluri de oțel).

Asigurarea tensionării curelelor se realizează în cele mai multe cazuri prin sistemul de tensionare permanentă ($A \neq$ const, v. tabelul 16.2) sau prin sistemele de tensionare automată (v. fig. 16.8 sau fig. 16.9). Sistemele de tensionare cu role nu se recomandă în cazul transmisiilor cu curele trapezoidale, cu excepția transmisiilor cu curele dublutrapezoidale.

16.2.2. *Elemente constructive*

Îmbinarea curelelor trapezoidale. În cazuri speciale, cînd din considerente de montaj sau de înlocuire utilizarea curelelor fără sfîrșit nu este posibilă, se recurge la curele îmbinate cu elemente metalice (fig. 16.14); viteza periferică a curelelor, în aceste cazuri este limitată la $v \leqslant 10$ m/s.

Roți pentru transmisiile cu curele trapezoidale. Roțile pot fi de construcție turnată (fig. 16.15, *a*), pentru diametre de max 300 mm sau de construcție sudată, pentru diametre mai mari de 300 mm (fig. 16.15, *b*, *c*, *d* și *e*).

Dimensiunile locașelor pentru curelele trapezoidale clasice și înguste sînt conform STAS 1162-67, în cazul curelelor dublutrapezoidale rezultînd din fig. A.16-7 și tabelul A.16-7 [16].

Pentru viteze periferice de $v \leqslant 25$ m/s roțile se vor echilibra static, pentru $v > 25$ m/s, $B/D_p > 0{,}25$ fiind necesară echilibrarea dinamică; dezechilibrul maxim admis nu va depăși 0,03 N · mm/kg masă roată [2].

Foarte apreciate — datorită avantajelor funcționale și cinematice — sînt roțile cu geometrie variabilă, simple (tabelul A.16-8) și duble (tabelul A.16-9), ale căror caracteristici cinematice rezultă din tabelele A.16-10 și A.16-11. Extinderea caracteristicilor cinematice ale acestor tipuri este realizată de roțile cu geometrie variabilă reversibile (fig. 16.16, tabelele A.16-12 ... A.16-14).

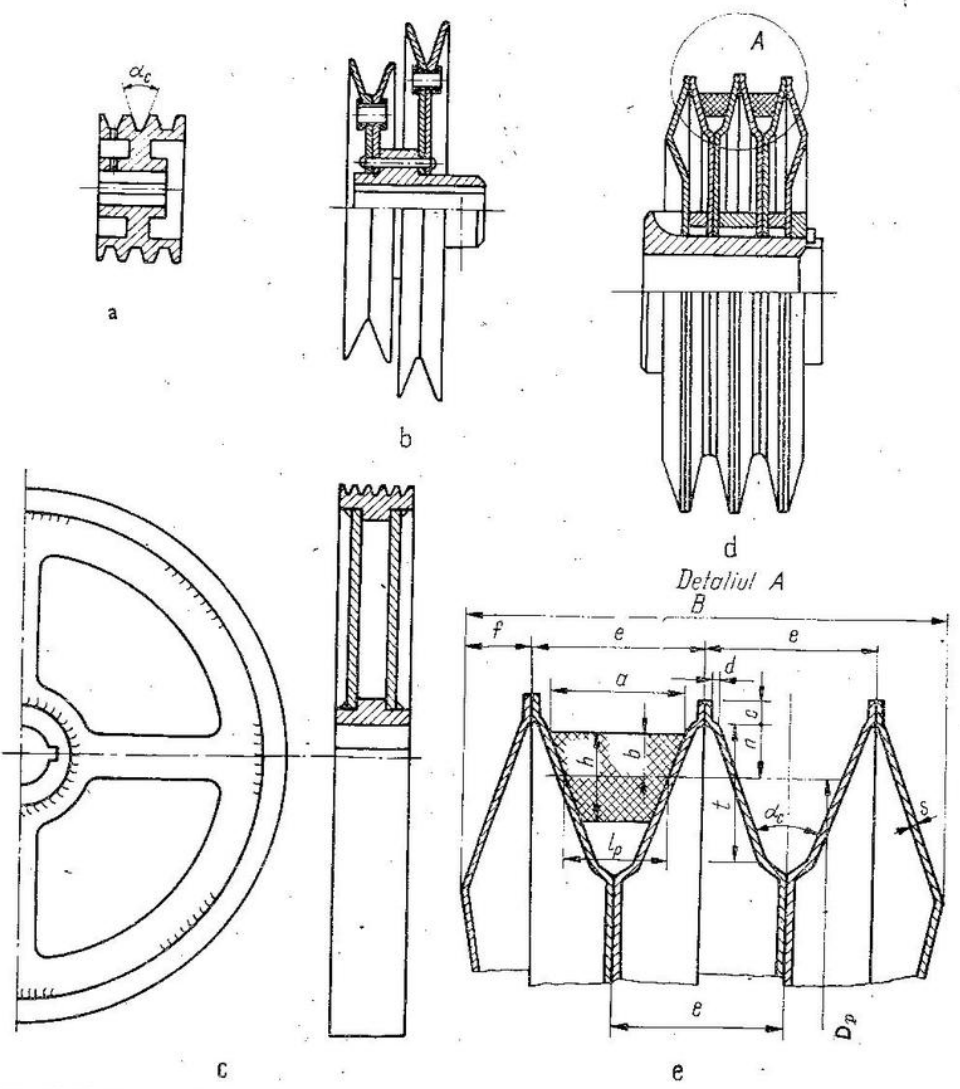


Fig. 16.15. Roți pentru curele trapezoidale (construcție sudată fără material de aport): numărul locașurilor de curea, 3—6; $s = 1{,}5 \ldots 3$ mm; $n = b + (3 \ldots 5)$ mm; $t = n + h$; $d = 1 \ldots 1{,}8$ mm; $c = 4 \ldots 6$ mm; $e = 2(s + d + n \operatorname{tg} \alpha_c/2) + l_p$; $f = 0{,}4\,e$.

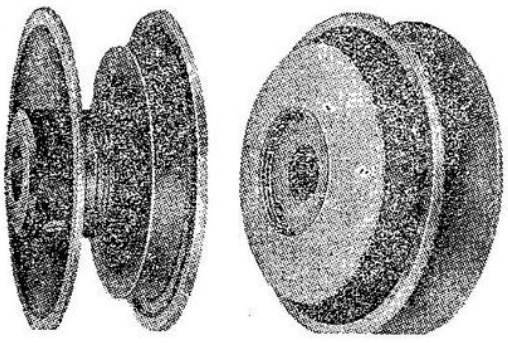


Fig. 16.16. Roți pentru curele trapezoidale cu geometrie variabilă, reversibile tip VARI-D [18].

Roțile cu geometrie variabilă, pe lîngă faptul că realizează o multitudine de rapoarte de transmitere — pe baza unor reglaje simple — asigură în același timp realizarea tensionării curelei fără modificarea distanței dintre axe, soluție impusă de foarte multe ori în construcția de mașini.

Observație. Valorile diametrelor minime de înfășurare ale roților cu geometrie variabilă coboară sub limitele recomandărilor din STAS 1162-84, ceea ce afectează defavorabil — însă în domenii acceptabile — durabilitatea curelelor.

16.3. Transmisii prin curele dințate-sincrone [7]

Curelele dințate sincrone sînt elemente flexibile ce transmit mișcarea fără alunecare. Se disting curele dințate sincrone pe o parte, *simple* (fig. 16.17), și pe ambele părți, *duble* (fig. 16.18, fig. 16.19).

Curelele dințate sincrone se compun dintr-o rețea de cabluri metalice sau fibre de sticlă, înglobate într-o masă de cauciuc sau masă plastică, suprafețele exterioară și interioară fiind protejate de țesături din fibre sintetice rezistente la uzură. Unghiul flancurilor inactive este de 26° —36°, celelalte elemente geometrice, precum și caracteristicile tehnice rezultînd din tabelele A.16-15 ... A.16-17 [15] pentru $p = 5{,}08$ mm[1/5"]; pentru alte mărimi de pas v. [15].

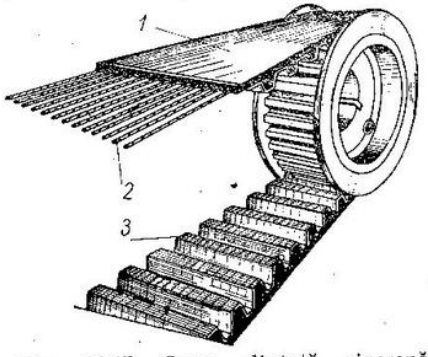


Fig. 16.17. Curea dințată sincronă simplă:

1 — zonă de tracțiune; *2* — rețea de cabluri metalice sau din fibre de sticlă; *3* — zonă danturată.

Fig. 16.18. Curea dințată sincronă dublă.

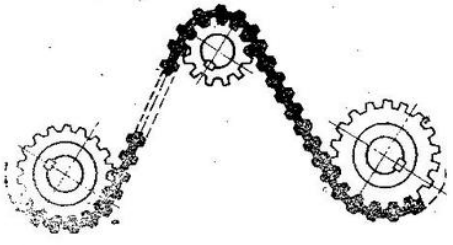


Fig. 16.19. Transmisie cu curea dințată sincronă dublă.

Curelele dințate duble se realizează numai pentru $p = 5{,}08$ mm(1/5''), $p = 9{,}525$ mm(3/8'') și $p = 12{,}7$ mm(1/2''), caracteristicile funcționale fiind practic identice cu cele ale curelelor simple, avînd același pas.

16.3.1. *Elemente de calcul*

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea transmisiilor cu curele dințate — sincrone sînt indicate în tabelul 16.4 [15], în fig. 16.20, *a* și *b* fiind prezentată schema logică aferentă.

16.3.2. *Elemente constructive*

Roți pentru transmisiile cu curele dințate sincrone. Din fig. 16.21, precum și din tabelul A.16-22 rezultă elementele geometrice principale ale roților [15,19].

Roțile se execută din oțel, aliaje rezistente de aluminiu și fontă (pentru $v \leqslant 30$ m/s). Flanșele frontale în zona danturii au rolul de a evita căderea curelelor. Pentru distanțe dintre axa $A \geqslant 1{,}2D_{p1}$ și pentru transmisiile ale căror axe se găsesc într-un plan înclinat, ambele roți vor fi prevăzute cu flanșe frontale [15.19]. Flanșele frontale se execută din tablă de oțel, cu grosimea de 1—3 mm, în funcție de diametrul roții.

Pentru viteza periferică de $v \leqslant 25$ m/s, roțile se echilibrează static, iar la $v > 25$ m/s și $b/D > 0{,}25$, se echilibrează dinamic, dezechilibrul maxim admis fiind 0,03 N · mm/kg masă roată [2].

Tensionarea curelelor dințate sincrone. Se realizează prin tensionare permanentă cu modificarea distanței dintre axe (v. tabelul 16.4) și cu rolă de întindere. Utilizarea rolelor de întindere influențează defavorabil durabilitatea curelelor dințate sincrone cu cca 10—20% [9].

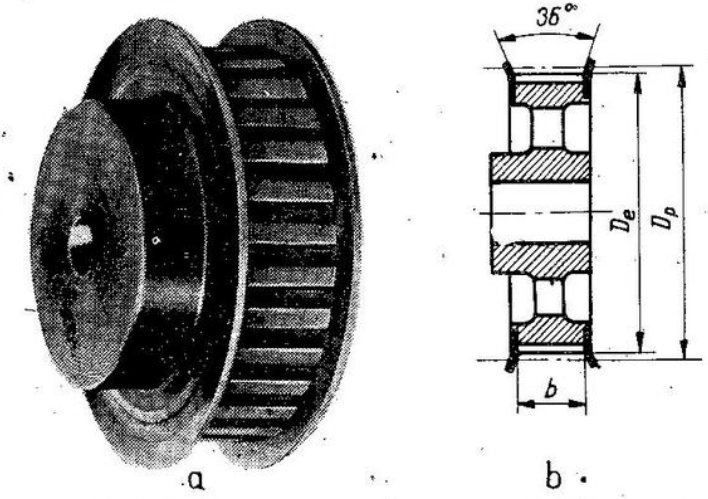
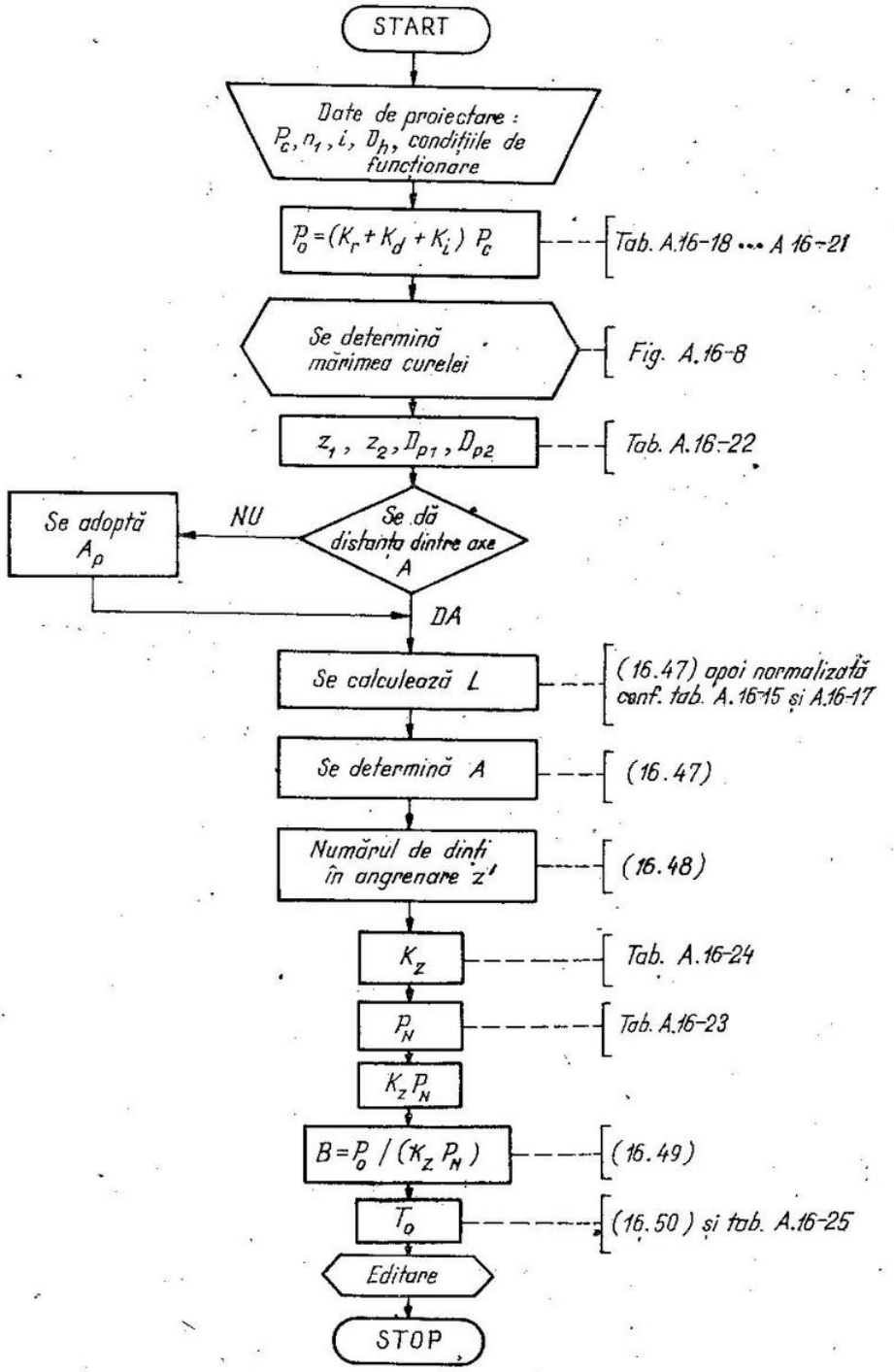


Fig. 16.21. Roată pentru transmisia cu curea dințată sincronă.

Tabelul 16.4

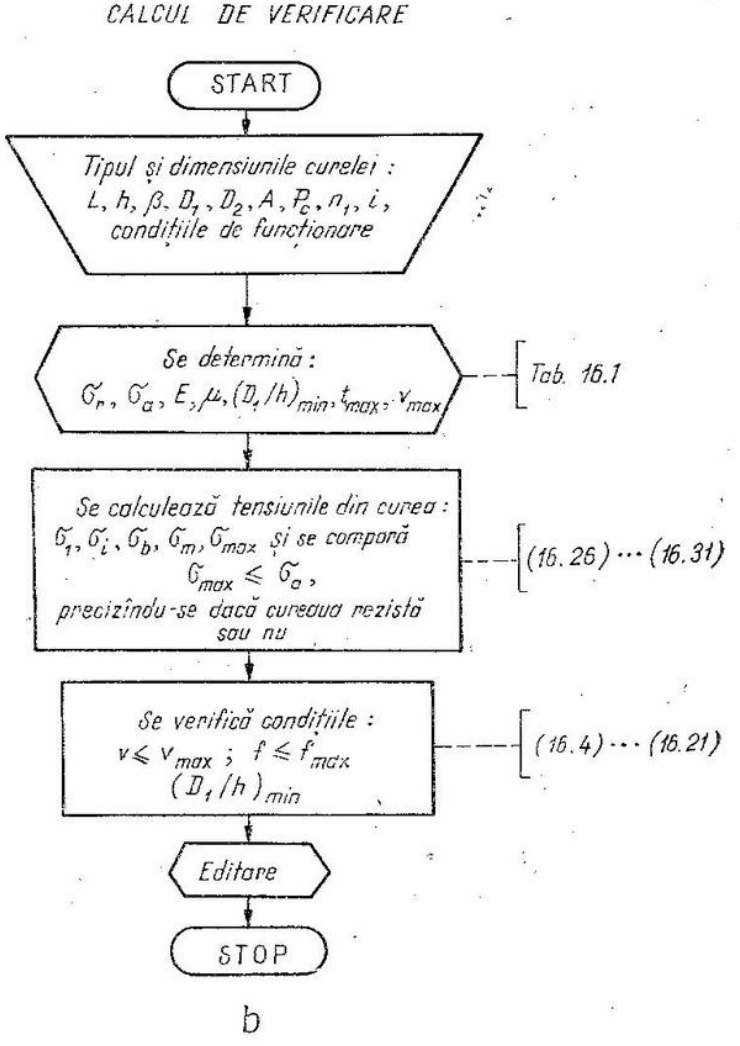
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea transmisiilor cu curele dințate sincrone [8, 9, 11, 15, 19]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
1	2	3
Puterea transmisă de o curea dințată P_0	$P_0 = K_e P_c$ (16.43) $P_c = \frac{P_{ef}}{\eta_t} = \frac{P_{ef}}{0{,}94...0{,}96}$ (16.44) $K_e = K_r + K_d + K_i$ (16.45)	K_r, din tabelele A. 16-18 și A. 16-19 K_d, din tabelul A. 16-20 K_i, din tabelul A. 16-21
Mărimea curelei (pasul danturii) p	Conform fig. A. 16-8	Se alege în funcție de P_0 și turația roții mici n_1
Diametrul roții mici D_{p1} și numărul de dinți z_1	Pentru $p = 5{,}08$ mm conform tabelului A. 16-22; pentru alte mărimi v. [15]	În funcție de pasul danturii curelei
Numărul de dinți al roții mari z_2	$z_2 = iz_1$ (16.46)	Se adoptă un număr de dinți din tabelul A. 16-22 sau [15] în funcție de pasul curelei
Lungimea primitivă a curelei L	$L = 2A + 1{,}57(D_{p1} + D_{p2}) + (D_{p2} - D_{p1})^2/(4A)$ (16.47)	D_{p2} și D_{p1}, din tabelele A. 16-22 sau [15]. Pentru lungimea curelei se adoptă o valoare normalizată conform tabelelor A. 16-15
Distanța dintre axele roților A	Conform (16.47) în care L se consideră lungimea normalizată adoptată	
Verificarea numărului de dinți în angrenare z'	$z' = \frac{z}{6}\left(3 - \frac{D_{p2} - D_{p1}}{A}\right) > 6$ (16.48) Pentru $z' < 6$, puterile nominale transmise (conform tabelului A. 16-23, respectiv [15]) se reduc prin înmulțire cu coeficientul K_z	z — numărul de dinți al roții mici K_z, din tabelul A. 16-24
Lățimea curelei B	Se alege din tabelul A. 16-23 cu respectarea condiției $P_N K_Z \geq P_0$ (16.49)	Pentru $P_N K_Z < P_0$, se mărește numărul de dinți al roții mici pentru pasul curelei considerat, respectiv se trece la pasul următor superior, și se reiau calculele
Forța de pretensionare a curelei la montaj T_0	$T_0 = (0{,}5 ... 0{,}6)\ T_{0\,max}$ (16.50)	$T_{0\,max}$, din tabelul A. 16-25



a

Fig. 16.20. Schema logică pentru calculu



b

transmisiilor cu curele dințate asincrone.

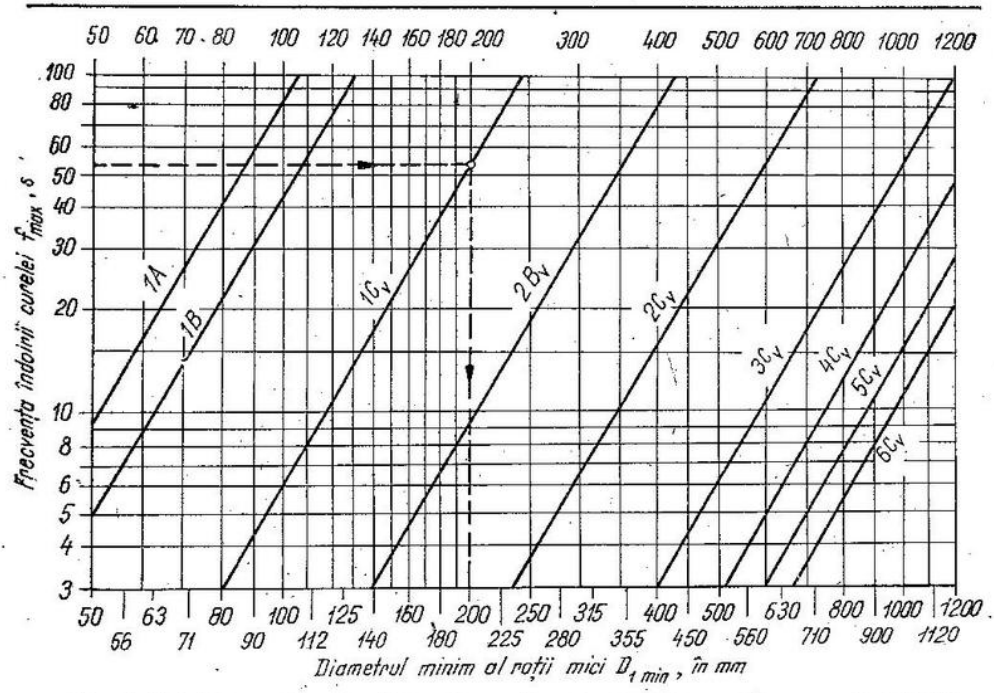


Fig. A.16-1. Diagramă pentru determinarea diametrului D_1 la curelele compound [4].

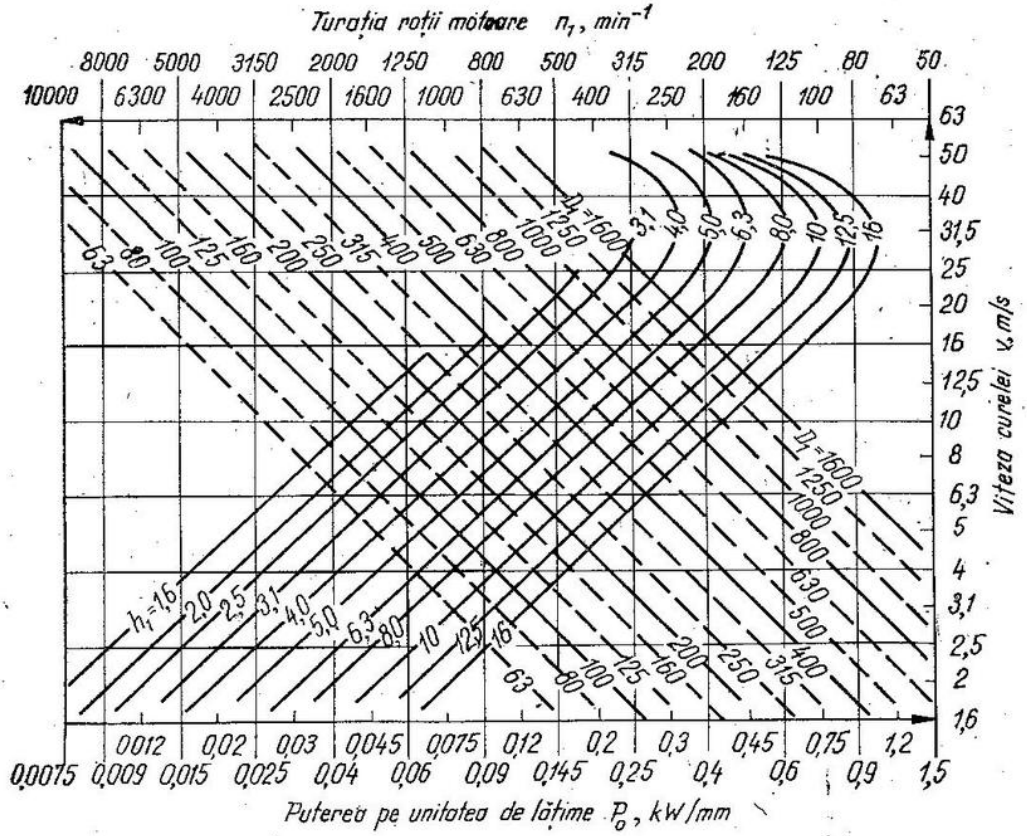


Fig. A.16-2. Puterea transmisă pe unitatea de lățime pentru curelele din piele flexibile tăbăcite cu crom; $k = 1$ [4].

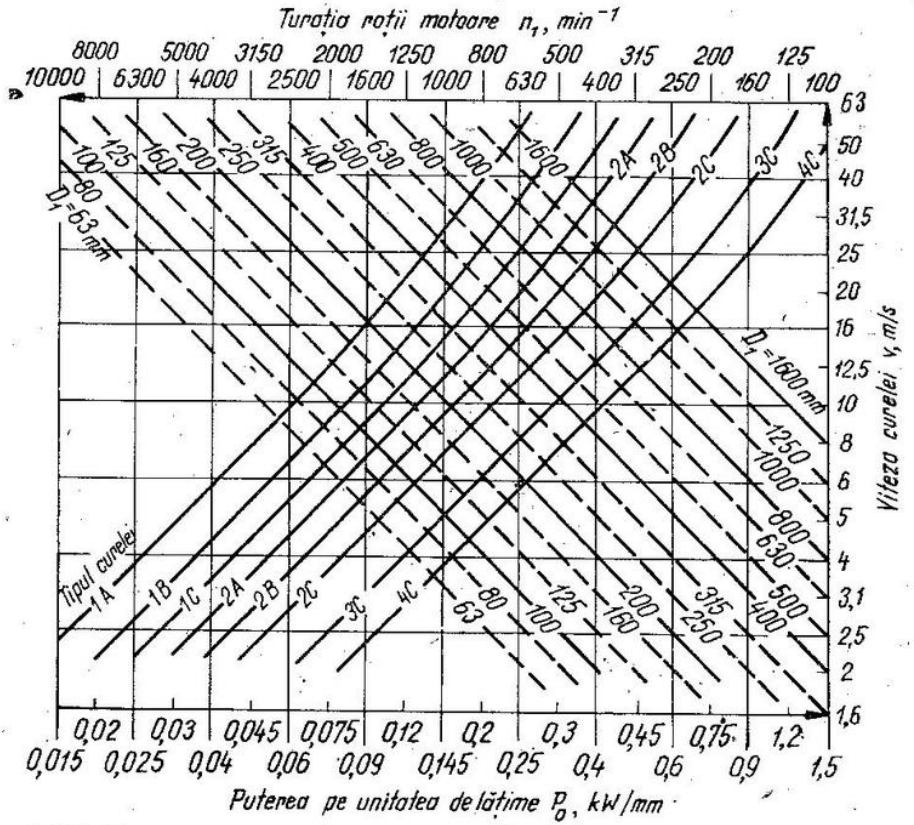
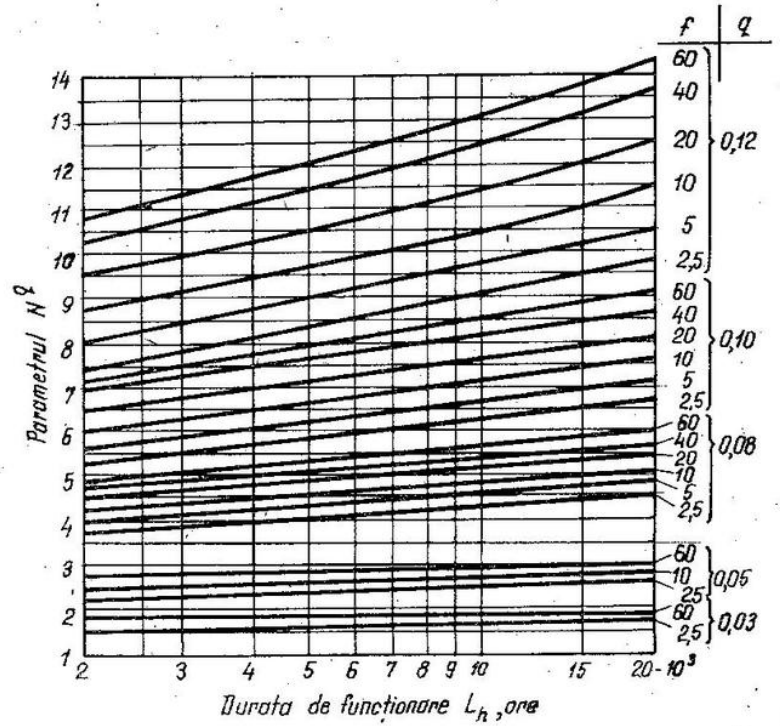


Fig. A.16-3. Puterea transmisă pe unitatea de lățime pentru curelele compound; $k = 1$ [4].



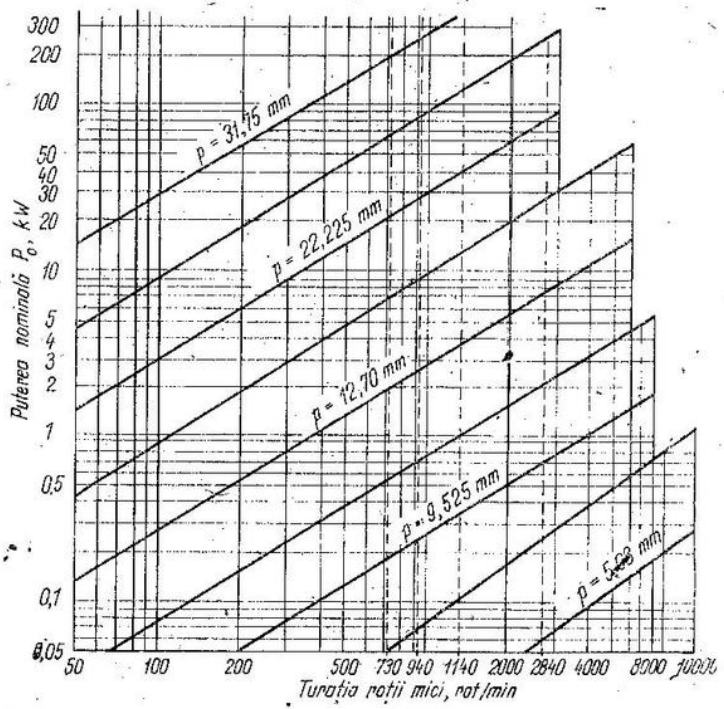


Fig. A.16-8. Nomogramă pentru alegerea mărimii curelei dințate sincrone.

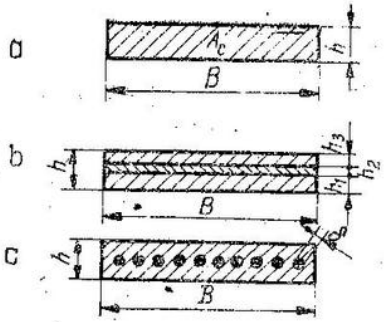


Fig. A.16-5. Aria secțiunii curelei [1,4]:

a — fără inserții, $A_c = Bh$; *b* — cu inserții în strat; $A_c = Bh_2$; *c* — cu inserții din șnur, $A_c = z\,\delta^2\pi/4$, în care *z* este numărul de șuruburi.

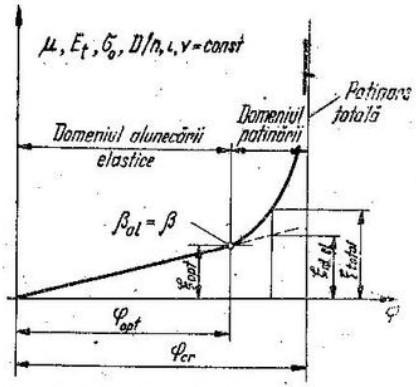


Fig. A.16-6. Caracteristica de funcționare a transmisiei cu curele late.

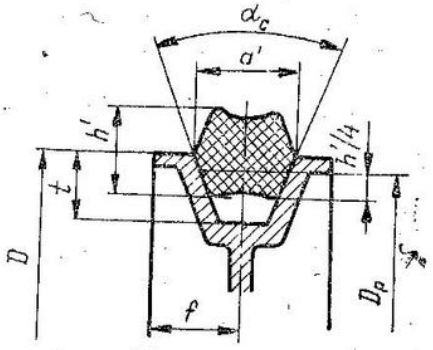


Fig. A.16-7. Elementele geometrice ale locașelor pentru curelele dublutrapezoidale.

Caracteristicile tehnice ale curelelor late şi trapezoidale [1, 2, 3, 4]

Tipul curelei	Materialul curelei		σ_r daN/mm²	E_t 9), daN/mm²	E_t 9), daN/mm²	Dimensiuni uzuale h, mm	Dimensiuni uzuale B, mm	ρ, kg/dm³	μ 1)	Dimensiuni de utilizare $(\Delta/h)_{min}$ 2)	Dimensiuni de utilizare f_{max} 1/s	Dimensiuni de utilizare v_{max} 7) m/s	Dimensiuni de utilizare t_a, °C	Dimensiuni de utilizare φ 3)	Dimensiuni de utilizare ε_{rcm}, %	σ_a, daN/mm²
1	2		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Curele late	Piele 4)	Standard	2,5	25	5–9	3–7 (1 strat)	20–600	1,0	0,33 + +0,02v, partea cu păr	30	5	30	35	0,5	3–4	0,39
		Flexibilă	3	35	4–8	8–12		0,95		25	10	40				
		Foarte flexibilă	3–4	45	3–7	(2 straturi)	< 1800	0,9	0,22 + +0,012v partea cu carne	20	25	50	45	0,6	2–3	0,44
		Foarte flexibilă (tăbăcită cu crom)	3–4,5	45	3–7	14–20 (3 straturi)							70			
	Textile ţesute	Cauciucate cu ţesătură de bumbac 6)	4,5–6	40–120	5	3–7 · 1,3 · 0,7	20–300	1,2	0,5	30	9–6 30–20	40	70	0,7	2–2,5	0,39
		Cu balată 5) şi ţesătură de bumbac	5–6,5	90–150		3–8 · 1,2 · 0,6				25	10–5 30–20		40			0,44
		Cu balată şi şnur	5,5–8	110–160	3	4–5 rînduri	60–270	1,25		20						0,55
		Ţesute sau cusute din viscoză (impregnate)	5			2–18		1,0	0,35	25	40	50	40	0,6–0,8	2–3,5	0,39
		Celofibră (ighelitată)	4,5–5	50–140	4	2–10		1,1	0,8				40			
		De bumbac ţesut	3,5–5	55–100		4–12		1,3	0,3	20			40			

Tabelul A.16-1 (continuare)

1	2		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		Țesute (fără sfîrșit) din fibre naturale sau sintetice foarte rezistente	> 10		5	0,4 – 12	10 – 2000	0,9	0,3	15	80	60	40	0,6 – 0,8	2 – 3,5	0,88
	Compound	Folie poliamidă	20	55	55	A 0,5 (1–2 strat)	$\leqslant 250$	1,1 – 1,2	v. piele	80	50 – 100	80	70	0,5	0,3 – 0,5	2,0
		Șnur poliamidic				B 0,7 (1–2 strat)	$\leqslant 500$			90		90				
		Șnur poliesteric				C 0,9 (1–6 strat)	$\leqslant 750$			100		100				
	Bandă de oțel pe roată căptușită cu plută		150	$2,1 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^4$	0,6 – 1,1	20 – 250	7,8	0,25	1000		45				33
Curele trapezoidale 8)	Clasice (șnur)		2,5 –	30 –	2 –	Standardizate		1,25	$\simeq 0,35$	7,5 – 12,5	80	30	70 – 80			
	Înguste (șnur)		3	50	5						90	40				

1) Valori medii pentru $\xi < 2\%$ și roți din oțel cu rugozitate corespunzătoare unei strunjiri îngrijite.
2) Pentru valori sub cele indicate capacitatea de transmitere a puterii, precum și durata de funcționare scad considerabil.
3) Valori medii pentru: $\beta = 180°$; $v \leqslant 20$ m/s; $\xi < 2\%$.
4) V. STAS 616-75; STAS 758-83; STAS 5917-85 (proprietățile fizico-mecanice ale materialelor, condiții de recepție, dimensiuni, clasificare și simbolizare).
5) Material elastic vegetal, moale și lipicios la 50°C, sensibil la produse petroliere, rezistent la umezeală.
6) V. STAS 1815-79 (condiții tehnice, dimensiuni, verificarea calității pentru curele cauciucate).
7) Valori valabile numai pentru curele late îmbinate prin lipire cu adezivi sintetici de calitate superioară; în cazul îmbinării curelelor cu piese metalice sau prin coasere, viteza maximă a curelelor $v \leqslant 5 \ldots 10$ m/s.
8) V. STAS 1163-71; STAS 1164/1-71; STAS 1164/2-79; STAS 7192/1-78 și 7192/2-83 condiții tehnice generale, dimensiuni, calcul etc.).
9) Valorile modulului de elasticitate la întindere E_t și la încovoiere E_i sînt obținute experimental; pentru calculele practice se pot considera valori constante.

Tabelul A.16-2

Valorile limită ale elementelor transmisiei cu curele compound [4]

Tipul curelelor *compound*	1A	1B	1C	2A	2B	2C	3C	4C
D_{min}, mm	70	90	120	150	190	250	350	500
B_{max}, mm	250	250	250	250	500	750	750	750

Tabelul A.16-3

Valorile coeficienților de corecție a puterii pentru transmisiile prin curele late [3, 4]

Modulul de funcționare. Tipul mașinii antrenate	K_1
Funcționare fără șocuri	
Pompe centrifugale, suflante, centrifuge	1,1 – 1,2
Mașini de rectificat, freze, strunguri mici, transportoare cu bandă, funiculare	1,2 – 1,25
Mașini de găurit, mori de cereale, strunguri, frigidere industriale, mașini de prelucrare a cărnii	1,25 – 1,35
Grupuri de antrenare, strunguri mari, mașini de prelucrare a lemnului, mașini de spălat și uscat, mașini de sablat rotative	1,35 – 1,45
Funcționare cu șocuri	
Mașini de rindeluit, compresoare cu piston, laminoare mici, prese cu volant, mașini d etrefilat, presă de extrudare, mori cu role pentru materiale semidure, amestecătoare și mori de ciment, gatere	1,45 – 1,55
Războaie de țesut, mori cu role pentru materiale dure, mori cu bile, mori cu ciocane, ciocane de forje, concasoare de piatră	1,55 – 2,0
Mașini cu variații mari ale momentului rezistent, laminoare grele	2,0 – 2,5

Mediul în care funcționează transmisia	K_2	Valorile coeficientului K_3							
		Durata de funcționare, ore/zi	f/f_{max}							
			0,16	0,24	0,32	0,4	0,48	0,6	0,8	1,0
Aer uscat, temperatură normală	1,0	3 ... 4	0,95	1,00	1,03	1,06	1,11	1,16	1,28	1,45
Aer umed și pulberi, variații mari de temperatură	1,1	8 ... 10	1,00	1,02	1,05	1,09	1,14	1,19	1,33	1,54
Stropi sau ceață de ulei	1,25	16 ... 18	1,03	1,07	1,11	1,18	1,25	1,33	1,54	1,89
Umezeală sau variații mari de umiditate	1,3	24	1,07	1,14	1,22	1,32	1,43	1,56	1,93	2,38

Tabelul A.16-3 (continuare)

Valorile coeficientului K_α														
β_1,	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°	210°	220°
K_α	1,40	1,33	1,27	1,21	1,16	1,12	1,08	1,05	1,02	1,00	0,98	0,96	0,94	0,935

Modul de tensionare a curelei *	K_0
Tensionare permanentă cu scurtarea curelei (cu excepția curelelor compound) (v. tabelul 16.2)	1,2
Tensionare permanentă cu șuruburi (și prin scurtarea curelei, la curelele compound și benzi metalice) (v. tabelul 16.2)	1,0
Tensionare cu role de întindere (fig. 16.7 și 16.8)	0,8

* La alegerea modului de tensionare se va avea în vedere observațiile de la §16.1.2.

Tabelul A.16-4

Valorile grosimii convenționale de calcul h_1 pentru curele din piele flexibile, tăbăcite cu crom [4]

h, mm		3	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
D_{min}, mm		60	80	100	120	150	200	300	400	600	800	900	1000
h_1, mm pentru:	$D_1 = D_{min}$	1,50	2,00	2,50	3,00	3,73	4,80	6,67	8,40	10,7	12,8	14,4	16,0
	$D_1 = 2D_{min}$	2,25	3,00	3,75	4,50	5,37	6,40	8,33	10,2	12,4	14,4	16,2	18,0

Tabelul A.16-5

Valorile exponentului q de variație a factorului de durată N^2 [4]

	Materialul curelei	q
Curea lată	Piele	0,12—0,15
	Bumbac	0,12—0,24
	Fibre textile cauciucate	0,13—0,24
	Piele-rășină poliamidică	0,07—0,08
	Fibre textile, ighelitate, de mare rezistență	0,06—0,07

Tabelul A.16-6

Recomandări privind valorile alungirii specifice [4]

Materialul curelei	ε_a, %
Piele	2
Fibre textile țesute fără sfîrșit, pe bază de bumbac	0,5—1
Piele — rășini poliamidice	2 —3

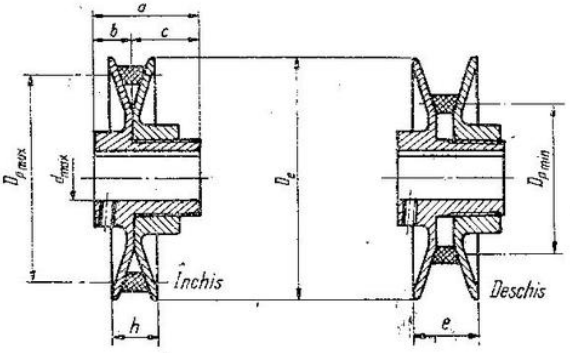
Tabelul A.16-7

Elementele geometrice ale canalelor roților de curea dublutrapezoidală [16]

Elemenicle geometrice ale profilului canalului roții (v. fig. A. 16–7)		Profilul curelei dublutrapezoidale		
		AA	*BB*	*CC*
a'		13	17	22
h'		10	13,5	17,5
t_{min}		12	16	20
f_{max}		12	15	20
		Diametrul exterior al roții, $D \leqslant$		
α_c	36°	200	280	475
	34°	90	120	212
	32°	65	—	180

Tabelul A.16-8

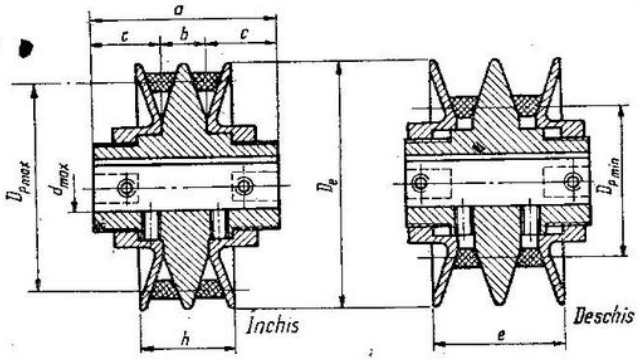
Dimensiunile roților cu geometrie variabilă, simple [18]



Tipul curelei	Profilul curelei, mm $a \times h$	$D_{p\,min}/D_{p\,max}$ mm	D_e, mm	d_{max}, mm	Dimensiunile, mm				
					a	*b*	*c*	*h*	*e*
A SPA	13 × 8 13 × 10	60/86 66/88	97	25	47	20	27	20	27
A SPA	13 × 8 13 × 10	75/101 81/103	112	30	47	20	27	20	27
A SPA	13 × 8 13 × 10	96/122 102/124	149	40	51	20	31	24	31
B SPB	17 × 11 16 × 13	98/135 107/140	149	40	51	20	31	24	34

Tabelul A.16-9

Dimensiunile roților cu geometrie variabilă, duble [18]



Tipul curelei	Profilul curelei, mm $a \times h$	$\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	D_e mm	d_{max} mm	Dimensiunile, mm				
					a	b	c	h	e
A SPA	13×8 13×10	60/86 66/88	97	25	68,5	14,5	27	34,5	48,5
A SPA	13×8 13×10	75/101 81/103	112	30	68,5	14,5	27	34,5	48,5
A SPA	13×8 13×10	96/122 102/124	149	40	80,5	18,5	31	42,5	56,5
B SPB	17×11 16×13	98/135 107/140	149	40	80,5	18,5	31	42,5	62,5

Tabelul A.16-10

Caracteristicile cinematice limită ale roților cu geometrie variabilă, simple și duble pentru curelele trapezoidale clasice [18]

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 96/122	Roată condusă 75/101	Roată condusă 60/86
60/86	$i_{max} = 122/60 = 2{,}03$ $i_{max}/i_{min} = 1{,}82$ $i_{min} = 96/86 = 1{,}116$	1,68 1,935 0,87	1,433 2,05 0,697
75/101	1,626 1,715 0,95	1,346 1,81 0,742	—
96/122	1,271 1,615 0,786	Tipul curelei: $A(13\times8)$	

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 98/135
98/135	1,378 1,90 0,726
Tipul curelei: $B(17\times11)$	

Tabelul A.16-11

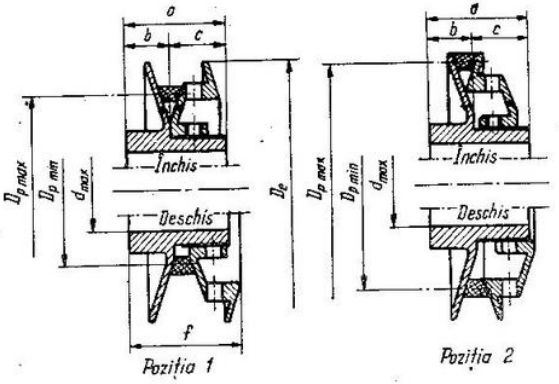
Caracteristicile cinematice limită ale roților cu geometrie variabilă simple și duble pentru curelele trapezoidale înguste [18]

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 102/124	81/103	66/88
66/88	$i_{max}=\frac{124}{66}=1,879$ 1,62 $i_{min}=\frac{102}{88}=1,159$	1,56 1,69 0,92	1,333 1,77 0,75
81/103	1,53 1,545 0,99	1,271 1,617 0,786	–
102/124	1,215 1,476 0,822	Tipul curelei: *SPA* (13×10)	

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 107/140
107/140	1,38 1,90 0,763
Tipul curelei: *SPB* (16×13)	

Tabelul A.16-12

Dimensiunile roților cu geometrie variabilă, reversibile [18]



Tipul curelei	Profilul curelei $a\times h$ mm×mm	$D_{p\,min}/D_{p\,max}$ mm	D_e mm	d_{max} mm	Dimensiunile, mm			
					a	*b*	*c*	*f*
A SAP	13×8 13×10	60/112 66/114	123	25	53	21	32	57
A SAP	13×8 13×10	75/127 81/129	138	25	53	21	32	57
B SPB	17×11 16×13	98/172 107/177	186	40	61	23	38	66

Tabelul A.16-13

Caracteristicile cinematice limită ale roților cu geometrie variabilă reversibile pentru curelele trapezoidale clasice [18]

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 75/127	Roată condusă 60/112
60/112	$i_{max}=127/60=2,116$ $i_{max}/i_{min}=3,16$ $i_{min}=75/112=0,669$	1,87 3,52 0,53
75/127	1,695 2,87 0,59	Tipul curelei: $A(13\times 8)$

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 98/172
98/172	1,755 3,08 0,569
Tipul curelei: $B(17\times 11)$	

Tabelul A.16-14

Caracteristicile cinematice limită ale roților cu geometrie variabilă reversibile pentru curelele trapezoidale înguste [18]

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 81/124	Roată condusă 66/114
66/114	$i_{max}=129/66=1,954$ $i_{max}/i_{min}=2,75$ $i_{min}=89/114=0,71$	1,72 2,976 0,578
81/129	1,592 2,540 0,627	Tipul curelei: $SPA(13\times 10$

Roată motoare $\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}$ mm	Roată condusă 107/177
107/177	1,654 2,738 0,604
Tipul curelei: SPB (16×13)	

Tabelul A.16-15

Lungimea primitivă L și numărul de dinți z la curelele dințate cu $p = 5,08$ mm (1/5") [15]

L, mm	152,4	177,8	203,2	228,6	254	279,4	304,8	330,2	355,6	381	406,4
z	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
L, mm	431,8	457,2	482,6	508	533,4	558,8	584.2	609,6	635	660,4	
z	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	

Tabelul A.16-16

Lățimea curelelor dințate normalizate [15]

Pasul curelei p, mm	Lățimea curelelor B, mm									
	6,35 (1/4″)	9,52 (3/8″)	12,7 (1/2″)	19,05 (3/4″)	25,4 (1″)	38,1 (1,5″)	50,8 (2″)	76,2 (3″)	101,6 (4″)	127 (5″)
5,18(1/5″)	+	+								
9,525(3/8″)			+	+	+					
12,70(1/2″)				+	+	+	+	+		
22,225(7/8″)							+	+	+	+
31,75(1 1/4″)									+	+

Observație. Pentru $p = 5{,}08$ mm (1/5″); $p = 9{,}525$ mm (3/8″); $p = 12{,}70$ mm (1/2″), valorile lățimilor sînt valabile și pentru curelele dințate pe ambele fețe.

Tabelul A.16-17

Lungimea primitivă L și numărul de dinți z la curelele dințate pe ambele fețe, cu $p = 5{,}08$ mm (1/5″) [15]

L mm	533,4 ... 660,4*	711,2	736,6	762	787,4	838,2	863,6
z	105 ... 130*	140	145	150	155	165	170

* Valorile intermediare conform tabelului A.16-15

Tabelul A.16-18

Valorile coeficientului de regim K_r [15]

Tipul utilajului acționat	Clasa*		
	I	II	III
Compresoare, pompe centrifuge	1,6	1,7	1,8
Compresoare, pompe cu piston	2,0	2,2	2,4
Benzi transportoare pentru materiale ușoare	1,3	1,5	1,7
Benzi transportoare pentru minereu, cărbune, nisip	1,6	1,7	1,8
Elevatoare	1,7	1,8	1,9
Transportor elicoidal	1,7	1,9	2,0
Ventilatoare, sufiante	1,6	1,8	2,0
Exhaustoare, aerisitoare de mină	1,8	2,0	2,2
Generatoare	1,6	1,8	2,0
Mașini unelte:			
— strunguri, mașini de găurit, mașini de filetat	1,4	1,6	1,8
— mașini de rectificat, mașini de frezat	1,5	1,7	1,9
Mașini textile, războaie de țesut	1,6	1,8	2,0

Tabelul A.16.18 (continuare)

Tipul utilajului acționat	Clasa *)		
	I	II	III
Mașini de prelucrarea lemnului:			
— strunguri, fierăstraie panglică	1,3	1,4	—
— mașini circulare de tăiat și rindelat	1,4	1,6	—
Mașini de prelucrare a hîrtiei:			
— agitatoare, calandre, uscătoare	1,4	1,6	1,8
— malaxoare de pastă	1,7	1,9	2,1
Concasoare cu ciocane	1,7	1,9	2,1

* Clasele I, II, III se aleg în funcție de tipul motorului de antrenare, conform tabelului A.16-19.

Tabelul A.16-19

Alegerea clasei motorului de antrenare [15]

Tipul motorului de antrenare	Clasa		
	I	II	III
	Suprasarcini momentane, în % față de sarcina nominală		
	149	150—249	250—450
Motoare electrice monofazate	—	—	Toate
Motoare asincrone	Pornire stea-triunghi	Pornire în scurtcircuit	—
Motoare cu cuplu mare la pornire	—	—	Toate
Motoare sincrone	—	Moment normal	$\frac{M_{pornire}}{M_{nominal}} \geq 2$
Motoare cu curent continuu	În derivație	Compound	În serie
Motoare cu combustie internă	8 cilindri	6 cilindri	4 cilindri
Motoare hidraulice	—	—	Toate
Acționare prin linii de arbori	—	—	Toate

Tabelul A.16-20

Valorile coeficientului pentru condițiile de funcționare K_d [15]

Funcționare continuă 24/24 ore	+0,2
Funcționare cu întinzător de curea	+0,2
Funcționare intermitentă sau sezonieră	—0,2

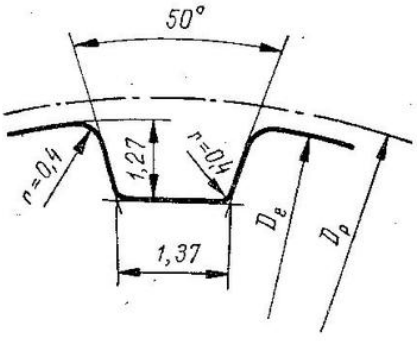
Tabelul A. 16-21

Valorile coeficientului pentru transmisii multiplicatoare K_i [15]

Raportul de multiplicare	K_i
1 ... 1,24	—
1,25 ... 1,74	0,1
1,25 ... 2,49	0,2
2,5 ... 3,49	0,3
≥3,5	0,4

Tabelul A.16-22

Elementele geometrice D_e, D_p, z, b ale roților de curea cu $p = 5{,}08$ mm (1/5″) [15]



z^*	10	11	12	14	15	16	18	20	21	22	24
D_p mm	16,17	17,78	19,40	22,62	24,25	25,88	29,10	32,33	33,95	35,58	38,81
D_e^{**} mm	15,67	17,27	18,90	22,12	23,75	25,38	28,60	31,83	32,45	35,08	38,30
z^*	26	28	30	32	36	40	42	44	48	60	72
D_p mm	42,04	45,28	48,51	51,73	58,21	64,66	67,91	71,14	77,62	97,02	116,43
D_e^{**} mm	41,53	44,78	48,01	51,23	57,71	64,16	67,41	70,64	77,11	96,52	115,93

* $z \leqslant 120$ dinți.
** Abaterile corespund cu d 10 STAS 8104-75.
Lățimi de curea recomandate:

B, mm	6,35	9,52
b, mm	14,3	

Tabelul A.16-23

Puterile nominale P_N, în kW, transmise pe unitatea de lățime (25,4 mm); $p = 5{,}08$ mm (1/5″), pentru $z' \geqslant 6$

z / n_1 [rot/min]	10	11	12	14	15	16	18	20	21	22	24	26	28	30
200	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09	0,09
400	0,06	0,07	0,07	0,09	0,09	0,09	0,11	0,12	0,12	0,13	0,15	0,16	0,17	0,18
600	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18	0,19	0,19	0,22	0,23	0,26	0,27

Tabelul A.16.23 (continuare)

n_1 [rot/min] \ z	10	11	12	14	15	16	18	20	21	22	24	26	28	30
730	0,11	0,12	0,13	0,15	0,17	0,17	0,20	0,22	0,23	0,24	0,26	0,28	0,32	0,33
800	0,12	0,13	0,15	0,17	0,18	0,19	0,22	0,24	0,25	0,26	0,29	0,32	0,34	0,37
940	0,15	0,15	0,17	0,20	0,21	0,23	0,26	0,29	0,30	0,31	0,34	0,37	0,40	0,43
1 000	0,15	0,17	0,18	0,21	0,23	0,24	0,27	0,30	0,32	0,33	0,37	0,40	0,42	0,45
1 200	0,18	0,20	0,22	0,26	0,27	0,29	0,33	0,37	0,38	0,40	0,44	0,47	0,51	0,54
1 400	0,21	0,23	0,26	0,30	0,32	0,34	0,38	0,42	0,45	0,47	0,51	0,55	0,60	0,64
1 440	0,22	0,24	0,26	0,31	0,32	0,34	0,39	0,43	0,45	0,48	0,52	0,56	0,61	0,65
1 600	0,24	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,44	0,48	0,50	0,53	0,58	0,63	0,67	0,72
1 800	0,27	0,30	0,33	0,38	0,41	0,44	0,49	0,54	0,57	0,60	0,65	0,70	0,76	0,81
2 000	0,30	0,33	0,37	0,42	0,45	0,48	0,54	0,60	0,64	0,66	0,72	0,78	0,84	0,90
2 200	0,33	0,37	0,40	0,47	0,50	0,53	0,60	0,67	0,70	0,73	0,80	0,86	0,92	0,99
2 400	0,37	0,40	0,44	0,50	0,54	0,58	0,65	0,72	0,76	0,80	0,86	0,94	1,00	1,08
2 600	0,40	0,43	0,47	0,55	0,59	0,63	0,70	0,79	0,82	0,86	0,94	1,01	1,09	1,17
2 800	0,43	0,47	0,51	0,59	0,64	0,68	0,76	0,84	0,89	0,93	1,01	1,09	1,17	1,25
2 840	0,43	0,48	0,51	0,60	0,65	0,68	0,78	0,86	0,90	0,94	1,02	1,12	1,19	1,28
3 000	0,45	0,50	0,54	0,64	0,68	0,72	0,82	0,90	0,94	0,99	1,08	1,17	1,25	1,34
3 400	0,51	0,57	0,62	0,72	0,77	0,82	0,92	1,02	1,07	1,12	1,22	1,31	1,41	1,50
3 800	0,57	0,63	0,69	0,80	0,86	0,92	1,03	1,14	1,19	1,25	1,36	1,46	1,57	1,67
4 200	0,64	0,70	0,76	0,89	0,94	1,01	1,13	1,26	1,31	1,37	1,49	1,61	1,72	1,84
5 000	0,76	0,83	0,90	1,05	1,12	1,20	1,34	1,48	1,55	1,62	1,76	1,89	2,02	2,14
5 800	0,87	0,96	1,04	1,21	1,30	1,38	1,54	1,70	1,78	1,86	2,01	2,15	2,30	2,43
6 600	0,99	1,09	1,18	1,37	1,47	1,56	1,74	1,92	2,00	2,09	2,25	2,40	2,56	2,70
7 400	1,11	1,22	1,32	1,53	1,63	1,73	1,93	2,12	2,21	2,30	2,47	2,64	2,79	2,93
8 200	1,23	1,34	1,45	1,68	1,79	1,90	2,12	2,31	2,41	2,50	2,68	2,85	3,00	3,14
9 000	1,34	1,47	1,59	1,84	1,95	2,07	2,29	2,50	2,60	2,70	2,88	3,04	3,18	3,30
10 000	1,48	1,62	1,76	2,02	2,15	2,27	2,50	2,72	2,82	2,92	3,09	3,24	3,37	3,47

Domeniu cu durabilitate diminuată

B, mm	6,35 (1/4")	9,52 (3/8")
K_z	0,15	0,28

Tabelul A.16-24

Valorile coeficientului K_z în funcție de z' [15]

Numărul de dinți în angrenare z'	K_z
≥ 6	1,0
5	0,8
4	0,6
3	0,4
2	0,2

Tabelul A.16-25

Valorile maxime ale pretensionării curelelor dințate $T_{0\,max}$, daN

Pasul, mm \ Lățimea curelei, mm — țoli	6,35	9,52	12,7	19,05	25,4	38,1	50,8	76,2	101,6	127
5,08 — 1/5	3,6	5,4								
9,525 — 3/8			10,9	17,7	24,9					
12,70 — 1/2				45	63,5	99	136	213		
22,225 — 7/8							186	291	412	532
31,75 — 1 și 1/4									505	653

Bibliografie

1. **Fronius, St.** *Maschinenelemente*, Berlin VEB, Verlag Technik, 1971.
2. **Horovitz, B, Minoiu, I., Gheorghiu, N. Feimer, I, Ionescu, N.** *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri.* București, Editura tehnică, 1971.
3. **Muntean C.** *Transmisii prin curele* (cap. 12.2). În: Manualul inginerului mecanic. Mecanisme, Organe de mașini, Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976.
4. **Niemann G.** *Maşinelemente.* Getriebe Vol. II. Berlin/Heidelberg/New-York, 1965.
5. *Taschenbuch für Maschinenbau.* Grundlagen. Vol. I, Berlin, VEB Verlag Technik, 1965.
6. **ISO/DIS** *5295-1978. Couroies synchrones-Puissances transmissibles.*
7. **Decker, K-H.** *Maschinenelemente.* Gestaltung und Berechnung. München. Carl Hanser Verlag, 1971.
8. **Stolbin, G. B. și Jukov, K. P.** *Rasciot i proektirovanie detalei mașin.* Moscova, Vissaia Skola, 1978.
9. **Dittrich, O. și Schumann, R.** *Anvendungen der Antriebstechnik.* Band III: *Getriebe.* Mainz/ Otto Krausskopf-Verlag GmbH, 1974.

10. **Gheorghiu, N. S.** ș.a. *Organe de mașini*, I. *Transmisii mecanice*. Institutul Politehnic Traian Vuia, Timișoara, 1978.
11. **Cernin, I. N.** ș.a. *Rascioti detalei mașin*. Minsk, Vîșeișaia Skola, 1978.
12. **Birgher, I. A.** ș.a. *Rasciot na procinosti detalei mașin*. Moscova, Mașinostroenie, 1979.

Documentația tehnică a firmelor specializate:

13. C. & W. Berghes, Maschinenfabrik 5277, Marinheide-R.F.G.
14. Citröen-Messian R. C. Wersailles 70 B. 273. Franța-DENTOFLEX.
15. Continental Gummi-Werke Aktiengesellschaft Hanover.
16. Gates Europe S. A.-Power Band (Pulls like multiple V-belts; US Patent 3404577). Brussels-Belgia.
17. TEXROPE-Société industrielle de transmissions. LEVALLOIS, Franța.

17. TRANSMISII PRIN LANȚURI

Notații

A_0 — distanța între axe, estimată (preliminară);
A_a — aria articulației lanțului;
A_c — distanța dintre axe, calculată;
A_m — distanța dintre axe, la montaj;
A_p — distanța dintre axe, calculată, exprimată în număr de pași (zale);
A_{p0} — distanța dintre axe, estimată, exprimată în număr de pași (zale);
d_c — diametrul rolei calibru;
D_{d_1}, D_{d_2} — diametrele de divizare ale roților de lanț;
D_{c_1}, D_{c_2} — diametrele de vîrf ale roților de lanț;
D_{i_1}, D_{i_2} — diametrele de fund ale roților de lanț;
f_m — săgeata de montaj;
f_u — săgeata datorită uzării;
F_a — forța rezultantă în ramura conducătoare;
F_{ap} — forța de apăsare în arbori și lagăre;
F_c — forța datorită efectului centrifugal;
F_t — forța tangențială;
F_R — forța admisibilă la solicitatea rolelor;
i — raportul de transmitere;
j — numărul de rînduri de zale ale lanțului;
L_p — lungimea lanțului exprimată în număr de pași (zale);
M — dimensiunea peste role;
M_{t_1}, M_{t_2} — momentele de torsiune la arborii conducător, respectiv condus;
n_1, n_2 — turațiile roților de lanț conducătoare, respectiv conduse;
p — pasul nominal al lanțului;
P — puterea de transmis;
P_D — puterea de diagramă (puterea limită admisibilă);
P_v — presiunea maximă admisă în articulații;
S_r — sarcina minimă de rupere a lanțului;
v — viteza periferică a roții de lanț (viteza lanțului);
z_1, z_2 — numerele de dinți ai roții mici (conducătoare), respectiv mari (conduse);
α_1, α_2 — pașii unghiulari ai roților de lanț conducătoare, respectiv conduse;
β_1, β_2 — unghiurile de înfășurare a lanțului pe roțile de lanț conducătoare, respectiv condusă;
γ_{st}, γ_D — coeficienți de siguranță la rupere, static, respectiv dinamic;
$\Delta A'$, $\Delta A''$ — scurtarea maximă, respectiv minimă a distanței calculate dintre axe.

Transmisiile prin lanțuri sînt larg utilizate în construcția de mașini prezentînd, comparativ cu alte tipuri de transmisii, o serie de avantaje: arborii și lagărele transmisiei cu lanț suportă numai reacțiunile datorate cuplului transmis, lanțurile neimpunînd o forță de întindere la montaj (v. transmisiile prin curele); raport constant de transmitere (nu există alunecări); realizarea unor distanțe dintre axe relativ mari, fără a necesita investiții suplimentare (roți dințate intermediare cu arborii și lagărele respective) ca în cazul transmisiilor prin roți dințate.

Principalele dezavantaje ale transmisiilor prin lanțuri derivă din efectul poligonal datorat înfășurării poligonale a zalelor pe periferia roților de lanț. Ca urmare a acestui efect și a șocului ciocnirii dinte — rolă, transmisia prin lanț este mai puțin silențioasă, permițînd o viteză periferică relativ mai mică. În plus, viteza de mișcare a lanțurilor — în special în cazul unui număr mic de dinți ai roților — nu este riguros constantă, ceea ce produce o neuformitate a turației roții conduse, chiar în cazul unei turații constante a roții conducătoare.

17.1. Transmisii prin lanțuri articulate

O clasificare detaliată a lanțurilor articulate este prezentată în STAS 2577-67. O serie de tipuri constructive de lanțuri sînt prezentate în fig. 17.1—17.4.

Lanțurile de transmisie articulate sînt constituite din zale *de formare*, deoarece lanțurile funcționează ca *lanțuri închise* (fără sfîrșit). Livrarea făcîndu-se ca *lanțuri deschise*, se impune închiderea acestora.

Pentru lanțurile de uz general cu role și zale scurte, în STAS 5174-66 se indică toate tipurile de zale (*de formare* și *de legătură*) în funcție de numărul de zale (par sau impar), la formarea inițială a lanțului și la scurtarea acestuia cu o za, pe durata exploatării.

Lanțurile cu bolțuri sînt cele mai simple din punct de vedere constructiv, avînd zalele formate numai din bolțuri și eclise. Lanțurile cu bolțuri se utilizează, de regulă, la viteze $\leq 0{,}3$ m/s, ca urmare a faptului că — avînd o suprafață de contact mică în articulația bolț-eclisă — prezintă o rezistență redusă la uzare.

Lanțurile cu bolțuri fără spațiu liber între eclise (tip Flyer) se folosesc numai ca *lanțuri de tracțiune*, deoarece neputînd folosi roți de lanț cu dantură, ci numai role, nu pot transmite momente de torsiune. Deși bolțurile, în acest caz, sînt solicitate numai la forfecare și presiune de contact*, uzura din articulații este pronunțată, utilizîndu-se astfel numai la viteze $< 0{,}8$ m/s.

Lanțurile cu bucșe (simple sau multiple) au suprafața de contact a articulației mai mare, articulația formîndu-se între bolț și bucșă. Din cauză că — în timpul funcționării — deplasarea bucșei pe flancul dinților roții de lanț se produce prin alunecare, acest tip de lanț se utilizează la viteze relativ mici (3—5 m/s).

Lanțurile cu bucșe și role sînt larg utilizate în construcția de mașini pentru transmisiile de putere. Acest tip de lanț, comparativ cu cel precedent, are montate, pe bucșe, role, care intră în golurile dintre dinții roții de lanț; acestea înlocuiesc frecarea de alunecare — dintre lanț și flancul dintelui — cu

* Fără încovoiere.

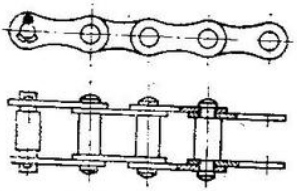


Fig. 17.1. Lanț cu eclise simple.

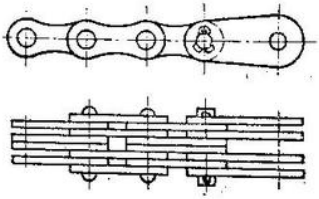


Fig. 17.2. Lanț fără spațiu liber între eclise (tip *Flyer*).

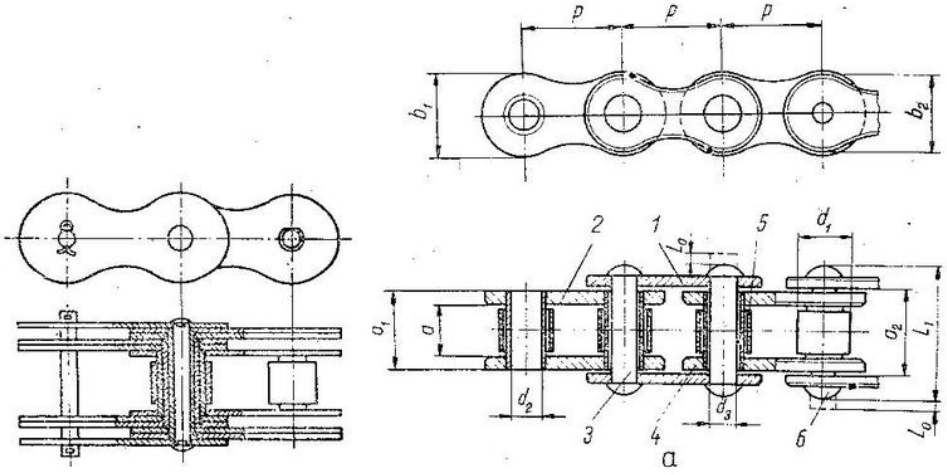


Fig. 17.3. Lanț cu bucșe multiple.

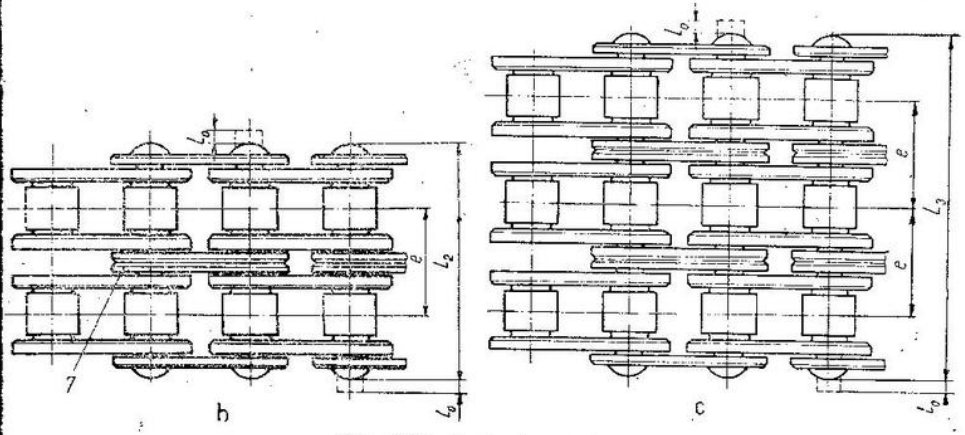


Fig. 17.4. Lanțuri cu role:

a — simple; *b* — duble; *c* — triple; *1* — eclisă exterioară; *2* — eclisă interioară; *3* — bolț; *4* — bucșă; *5* — rolă; *6* — bolț de legătură; *7* — eclisă intermediară.

Date constructive ale lanțurilor de uz general

Simbolul lanțului	Pasul		Sarcină minimă de rupere			Lățimea interioară	Lățimea peste eclisele interioare	Lățimea între eclisele exterioare	Diametrul exterior al rolei	Diametrul interior al bucșei
			Lanț simplu	Lanț dublu	Lanț triplu					
	p		S_{r1}	S_{r2}	S_{r3}	a_{min}	$a_1\ max$	$a_2\ min$	$d_{1\ max}$	$d_{2\ min}$
	mm	in	daN	daN	daN	mm	mm	mm	mm	mm
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
05 B	8,00	—	460	800	1 140	3,00	4,77	4,90	5,00	2,36
06 B 06 BX	9,525	3/8"	900 750	1 700 —	2 500 —	5,72	8,53	8,66	6,35	3,33
08 A 08 AX	12,70	1/2"	1 400 1 200	2 800 —	4 200 —	7,95	11,18	11,31	7,95	4,01
08 B 08 BX	12,70	1/2"	1 800 1 500	3 200 —	4 600 —	7,75	11,30	11,43	8,51	4,50
10 A 10 AX	15,875	5/8"	2 200 2 000	4 400 —	6 600 —	9,53	13,84	13,97	10,16	5,13
10 B 10 BX	15,875	5/8"	2 300 2 000	4 500 —	6 800 —	9,65	13,28	13,41	10,16	5,13
12 A 12 AX	19,05	3/4"	3 200 2 500	6 400 —	9600 —	12,70	17,75	17,88	11,91	5,99
12 B 12 BX	19,05	3/4"	3 000 2 500	5 900 —	8 800 —	11,68	15,62	15,75	12,07	5,77
16 A 16 AX	25,40	1"	6 000 4 500	11 400 —	17 100	15,88	22,61	22,74	15,88	7,97
16 B) 16 BX)	25,40	1"	6 000 4 500	11 400 —	17 100 —	17,02	25,45	25,58	15,88	8,33
20 A 20 AX	31,75	1 1/4"	8 900 5 500	17 700 —	26 600 —	19,05	27,46	27,59	19,05	9,58
20 B) 20 BX)	31,75	1 1/4"	8 900 5 500	17 700 —	26 600 —	19,56	29,01	29,14	19,05	10,21
24 A 24 AX	38,10	1 1/2"	12 700 10 000	25 400 —	38 100 —	25,40	35,46	35,59	22,23	11,15

Tabelul 17.1

cu role și zale scurte (conform STAS 5174-66) *

Lățimea eclisei:		Bolțul					Distanța între rînduri	Aria articulației lanțului	Masa pe metru liniar		
			Lungimea finală (în stare asamblată)			Lungimea suplimentară pentru închidere			Lanț simplu	Lanț dublu	Lanț triplu
interioare	exterioare	Diametrul	Lanț simplu	Lanț dublu	Lanț triplu				(informativ)		
$b_{1\ max}$	$b_{2\ max}$	$d_{2\ max}$	$L_{1\ max}$	$L_{2\ max}$	$L_{3\ max}$	$L_{0\ max}$	e	A_a	G	G	G
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm²	kg	kg	kg
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
7,11	7,11	2,31	8,6	14,3	19,9	3,1	5,64	0,10	0,18	0,35	0,53
8,26	8,26	3,28	13,5	23,8	34,0	3,3	10,24	0,28	0,4 0,4	0,78 —	1,18 —
12,07	10,41	3,96	17,8	32,3	46,7	3,9	14,38	0,44	0,6 0,6	1,16 —	1,75 —
11,81	10,92	4,45	17,0	31,0	44,9	3,9	13,92	0,50	0,7 0,7	1,35 —	2 —
15,09	13,03	5,08	21,8	39,9	57,9	4,1	18,11	0,70	1 1	1,95 —	2,9 —
14,73	13,72	5,08	19,6	36,2	52,8	4,1	16,59	0,67	0,95 0,95	1,85 —	2,75 —
18,08	15,62	5,94	26,9	49,8	72,6	4,6	22,78	1,06	1,52 1,52	2,9 —	4,4 —
16,13	16,13	5,72	22,7	42,2	61,7	4,6	19,46	0,89	1,25 1,25	2,45 —	3,6 —
24,13	20,83	7,92	33,5	62,7	91,9	5,4	29,29	1,79	2,6 2,6	5,1 —	7,7 —
21,08	21,08	8,28	36,1	68,0	99,9	5,4	31,88	2,10	2,75 2,75	5,35 —	8 —
30,18	26,04	9,53	41,1	77,0	113,0	6,1	35,76	2,62	3,85 3,85	7,5 —	11,3 —
26,42	26,42	10,19	43,2	79,7	116,1	6,1	36,15	2,95	3,6 3,6	7,1 —	10,5 —
36,20	31,24	11,10	50,8	96,3	141,7	6,6	45,11	3,94	5,9 5,9	11,5 —	17,1 —

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
24 B) 24 BX)	38,10	$1^1/_2$"	12 700 10 000	25 400 —	38 100 —	25,40	37,92	38,05	25,40	11,68
28 A 28 AX	44,45	$1^3/_4$"	17 200 13 000	34 400 —	51 600 —	25,40	37,19	37,32	25,40	12,75
28 B) 28 BX)	44,45	$1^3/_4$"	17 200 13 000	34 400 —	51 600 —	30,99	46,58	46,71	27,91	15,95
32 A 32 AX	50,80	2"	22 700 16 000	45 400 —	68 100 —	31,75	45,21	45,34	28,58	11,32
32 B) 32 BX)	50,80	2"	22 700 16 000	45 400 —	68 100 —	30,99	45,57	45,70	29,21	17,86
40 A 40 AX	63,50	$2^1/_2$"	35 400 27 000	70 800 —	106 200 —	38,10	54,89	55,02	39,80	19,89
48 A 48 AX	76,20	3"	51 000 35 400	102 000 —	153 000 —	47,63	67,82	67,95	47,63	23,84

* Pentru notații, vezi fig. 17.4.

Observații. 1. Lanțurile trecute între paranteze sînt de fabricație specială și se execută
2. În cazul lanțurilor cu zale cotite, sarcina de rupere se consideră egală cu 0,8 din sarcina
3. Masa informativă pe metru liniar este valabilă pentru lanțuri din oțel fără zale de le-

frecare de rostogolire, preluînd și șocul ciocnirii în procesul de angrenare a lanțului pe roată.

Construcția lanțurilor cu role și zale scurte este reglementată prin STAS 5174-66; conform prevederilor acestuia, lanțurile se clasifică în tipul *A* și tipul *B*, avînd același pas, dar dimensiuni diferite ale elementelor constitutive. Fiecare dintre aceste tipuri se execută în două variante, în funcție de rezistență; cele cu rezistență redusă* se execută numai cu un singur rînd de zale, celelalte executîndu-se și cu rînduri multiple de zale (tabelul 17.1).

În țara noastră se produc — în prezent — lanțuri cu role și zale scurte de uz general, cu pașii de 19,05 mm (3/4 in); 25,4 mm (1 in); 31,75 mm ($1^1/_4$ in); 38,1 mm ($1^1/_2$ in); 44,45 mm ($1^3/_4$ in); 50,8 mm (2 in) și 63,50 ($2^1/_2$ in), cu maximum patru rînduri. Lanțuri cu șase rînduri se execută cu pașii: 31,75 mm; 38,1 mm și 44,45 mm. Cu pasul de 76,2 mm (3 in) se execută numai cu unul sau două rînduri (la Întreprinderea „Independența" Sibiu).

* Au adăugată, la notație, litera *X*.

Tabelul 17.1 (continuare)

12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
33,40	33,40	14,63	53,4	101,8	150,2	6,6	48,36	5,54	6,7 6,7	13 —	19,4 —
42,24	36,45	12,70	54,9	103,7	152,4	7,4	48,87	4,72	7,5 7,5	14,9 —	22,1 —
37,08	37,08	15,90	65,1	124,7	184,3	7,4	59,56	7,40	8,3 8,3	16,2 —	24 —
48,26	41,66	14,27	65,5	124,2	182,9	7,9	58,55	6,50	9,9 9,9	19,4 —	28,6 —
42,29	42,29	17,81	67,4	126,0	184,5	7,9	58,55	8,12	10,7 10,7	20,9 —	31 —
60,33	52,07	19,84	80,3	151,9	223,5	10,2	71,55	10,90	17,2 17,2	33,5 —	49,6 —
72,39	62,48	23,80	95,5	183,4	271,3	10,5	87,83	16,14	22,6 22,6	44,1 —	65,5 —

(a cererea beneficiarului, cu acordul uzinei producătoare. Folosirea lor se va evita.
de rupere indicată în tabel. Se recomandă evitarea folosirii zalelor cotite în condiții grele de lucru.
gătură sau zale cotite.

Pe plan mondial se fabrică în serie lanțuri cu opt, zece și douăsprezece rînduri de zale pentru puteri mari de transmis și condiții grele de funcționare.

Lanțurile cu role și zale scurte permit viteze mai mari, ajungîndu-se pînă la 20—25 m/s. Vitezele descresc pe măsură ce crește pasul lanțului (v. tabelul A.17-4). În condiții speciale de execuție, montaj și ungere s-a ajuns la diverse transmisii care admit viteze superioare celor menționate.

17.2. Transmisii prin lanțuri cu bucșe și role

17.2.1. *Elemente de calcul*

În tabelul 17.2 sînt indicate relațiile și recomandările necesare pentru calculul de proiectare sau verificare a transmisiilor prin lanțuri cu bucșe și role, în fig. 17.5 prezentîndu-se schema logică de calcul.

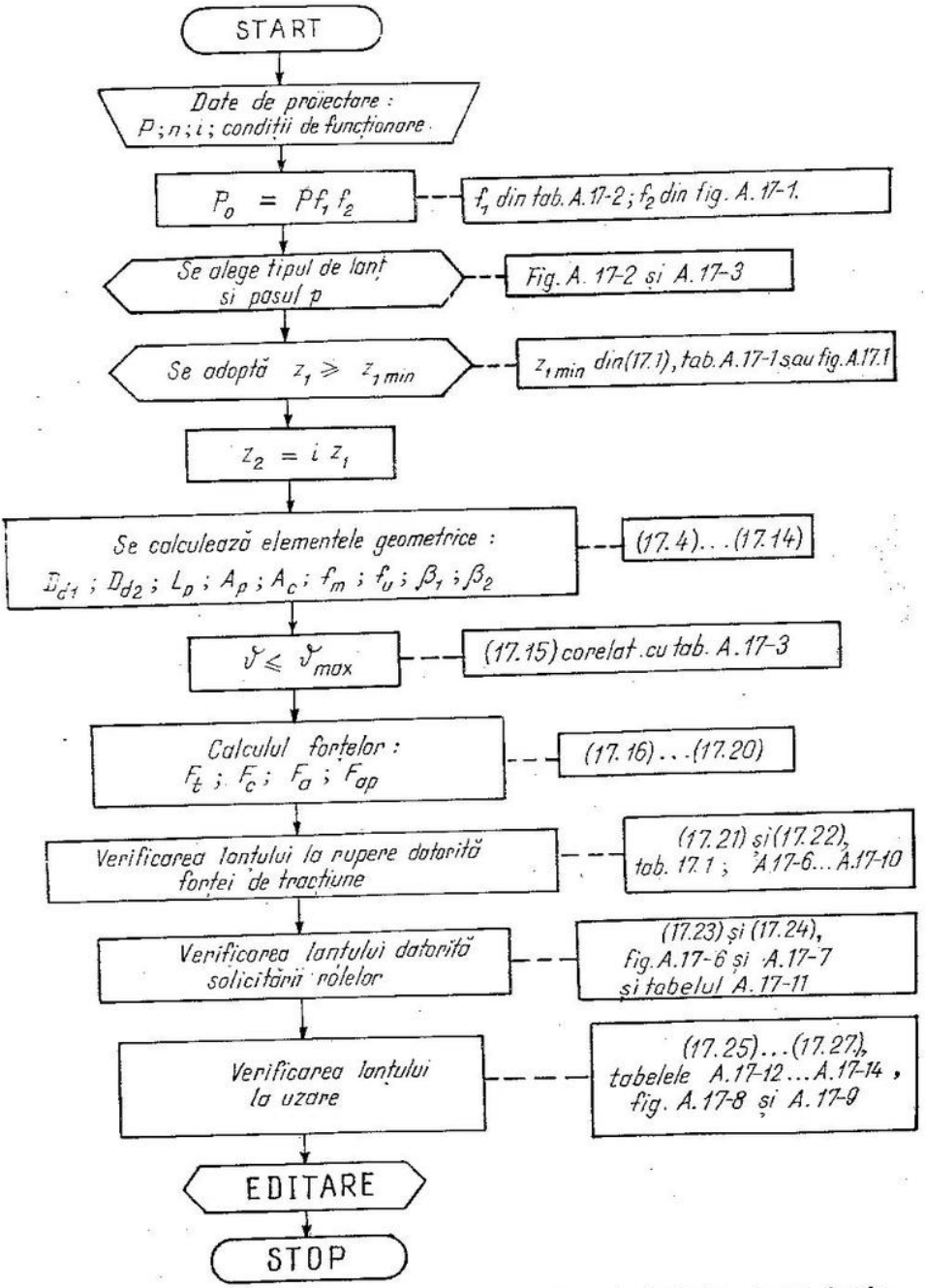


Fig. 17.5. Schema logică pentru calculul transmisiilor prin lanțuri cu bucșe și role.

Tabelul 17.2

Relațiile și recomandările necesare calculului de proiectare a transmisiilor prin lanțuri cu bucșe și role [1, 4, 5, 9, 13, 16]

- *Date inițiale*: P, n_1, n_2, i, A_0, motorul de acționare, agregatul antrenat

Calculul de alegere

Elementul calculat	Relațiile de calcul		Recomandări
1	2		3
z_1	$z_{1\,min} \leqslant 29-2i$	(17.1)	Pentru $z_{1\,min}$ admisibil v. tabelul A.17-1
P_D, kW	$P_D = Pf_1f_2$	(17.2)	f_1, din tabelul A.17-2 f_2, din fig. A.17-1
p, mm	—		Se alege din fig. A.17-2 sau A.17-3. Dacă P_D calculat depășește valoarea cuprinsă în diagrame, se mărește numărul de dinți z_1 și se micșorează corespunzător f_2
z_2	$z_2 = z_1 i$	(17.3)	—

Calculul elementelor geometrice

D_{d1}, mm	$D_{d1} = p/\sin(180°/z_1)$	(17.4)	
D_{d2}, mm	$D_{d2} = p/\sin(180°/z_2)$	(17.5)	
L_p, pași (zale)	$L_p = 2A_{p0} + (z_1+z_2)/2 + C/A_{p0}$ cu: $A_{p0} = A_0/p$; $C = (z_2-z_1)^2/(2\pi)$	(17.6)	Se adoptă un număr întreg de pași (zale), de preferință număr par, pentru a se elimina necesitatea zalelor de legătură pentru închiderea lanțului
A_p, pași (zale)	$A_p = \frac{1}{4}L_p - \frac{1}{8}(z_1+z_2) + \sqrt{\left[\frac{1}{4}L_p - \frac{1}{8}(z_1+z_2)\right]^2 - \frac{C}{2}}$	(17.7)	Se recomandă: $A_p = (30 \ldots 80)p$

Tabelul 17.2 (continuare)

1	2	3
A, mm	$A_c = A_p p$ (17.8)	V. fig. A.17-4
f_m, mm	Pentru $A_c > 500$: $f_m = \frac{\sqrt{A_c}}{20}\left(\frac{A_c}{75}\right)^{1,274}$; (17.8) Pentru $A_c < 500$: $f_m = \frac{\sqrt{A_c}}{20}\left(\frac{A_c}{75}\right)^{0,545}$ (17.9)	
$\Delta A'$, mm	$\Delta A' = f_m^2/A_c$ (17.10)	
$\Delta A''$, mm	$\Delta A'' = \Delta A'/4$ (17.11)	
A_m, mm	$(A_c - \Delta A'') > A_m > (A_c - \Delta A')$ (17.12)	—
D_T, mm	—	Se determină din fig. A.17-5 pentru o alungire datorită uzurii egală cu două zale (exprimată în procente față de lungimea lanțului) $D_T = A_c\sqrt{1 - \left(\frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A_c}\right)^2}$
β_1, grd	$\beta_1 = 180° - 2\arcsin\frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A_c}$ (17.13)	Se recomandă: $\beta_1 > 130°$
β_2, grd	$\beta_2 = 180° + 2\arcsin\frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A_c}$ (17.14)	—

Calculul cinematic. Alegerea sistemului de ungere

v, m/s	$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 10^3}$ (17.15)	• Se verifică viteza maximă recomandată conform tabelului A.17-3. • Sistemul de ungere se adoptă conform indicațiilor din tabelul A.17-4, viscozitatea lubrifiantului adoptîndu-se în funcție de temperatura mediului ambiant — din tabelul A.17-5.

Tabelul 17.2. (continuare)

1	2	3
Calculul forțelor		
M_{t_1}, daN · cm	$M_{t1} = 95\,500\ P/n_1$ (17.16)	
F_t, daN	$F_t = 20\ M_{t1}/D_{d1}$ (17.17)	
F_c, daN	$F_c = v^2G/g$ (17.18)	G — masa lanțului pe metru liniar; $g = 9{,}81$, m/s^2 — accelerația căderii libere
F_a, daN	$F_a = F_t + F_c$ (17.19)	
F_{ap}, daN	$F_{ap} = (1{,}05 \ldots 1{,}15)\ F_t$ (17.20)	
Verificarea la rupere		
γ_{st}	$\gamma_{st} = S_r/F_a \geqslant 7$ (17.21)	S_r, din tabelul 17.1
γ_D	$\gamma_D = yS_r/F_t \geqslant \gamma\lambda_D$ (17.22)	y, v. tabelele A.17-6 și A.17-7 γ, din tabelul A.17-8. Dacă $\gamma_D = \gamma\lambda_D$, durabilitatea este de 15 000 ore; λ_D, din tabelul A.17-9. Valori mai mici sau mai mari obținute pentru γ_D reprezintă micșorarea, respectiv, mărirea dubilității lanțului. Pe baza raportului $\gamma_D/(\gamma_{rec}\lambda_D)$, exprimat în procente, *durabilitatea efectivă* a transmisiei se determină conform tabelului A.17-10.
Verificarea forțelor de întindere admisibile, la solicitarea rolelor		
F_R, daN	$F_R = F_r\lambda_r t_r$ (17.23) Lanțul se verifică dacă $F_t/y \leqslant F_R$ (17.24)	F_r, din fig. A.17-6 λ_r, din fig. A.17-7 t_r, din tabelul A.17-11

Tabelul 17.2 (continuare)

1	2	3
Verificarea la uzare (presiunea maximă admisibilă în articulații)		
p_s, daN/cm²	$P_v \geq p_s$ (17.25) $p_s = F_a/(jA_a)$ (17.26) $w = t_v\lambda_v$ (17.27)	A_a, v. tabelul 17.1 P_v/y — funcție de w, din fig. A.17-8 t_v, din tabelul A.17-12 λ_v, din tabelul A.17-13 Dacă $P_v = p_s$, durabilitatea lanțului este de 15 000 ore. Valori mai mari sau mai mici obținute pentru p_s reprezintă o micșorare, respectiv o crestere, a durabilității lanțului. Corespunzător raportului p_s/y, din fig. A.17-9 se obține o nouă valoare w'. Pe baza raportului w'/w, exprimat în procente, se obține durabilitatea efectivă a transmisiei folosindu-se tabelul A.17-14 sau fig. A.17-9

17.2.2. *Roți pentru lanțurile cu bucșe și role*

Dimensiunile și configurația danturii roților de lanț depind, bineînțeles, de tipul și mărimea lanțului cu care urmează să angreneze. Forma constructivă a roților de lanț se alege în funcție de parametrii funcționali și, eventual, de particularitățile constructive impuse transmisiei.

Pentru momente de torsiune mici, cînd forțele tangențiale care solicită elementele de asamblare ale roții pe arbore (pene, caneluri) pot fi preluate de o lungime a acestora egală cu grosimea danturii, se folosesc roțile disc, fără butuc (fig. 17.6, *a*).

În cazul momentelor de torsiune mari și a turațiilor relativ joase, dimensionarea elementelor de legătură cu arborii conduce la lungimi mai mari ale butucilor comparativ cu grosimea danturii (fig. 17.6, *b* și *c*).

Roțile de diametre mari pot fi executate — în vederea economiei de oțel de calitate superioară — în construcție tip butuc-coroană dințată (fig. 17.7). În aceste cazuri, butucul se execută din oțel inferior calitativ celui utilizat la executarea coroanei.

În afară de roțile care se montează fixe pe arbori, se întîlnesc roți libere, montate pe rulmenți (v. fig. 17.7).

Materialul roților de lanț se alege în funcție de mărimea roții, de cuplul transmis, viteza periferică și de procedeul tehnologic preconizat (tabelul 17.3).

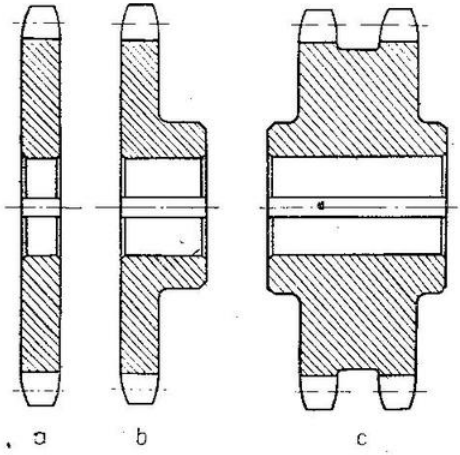


Fig. 17.6. Forme constructive pentru roți de lanț.

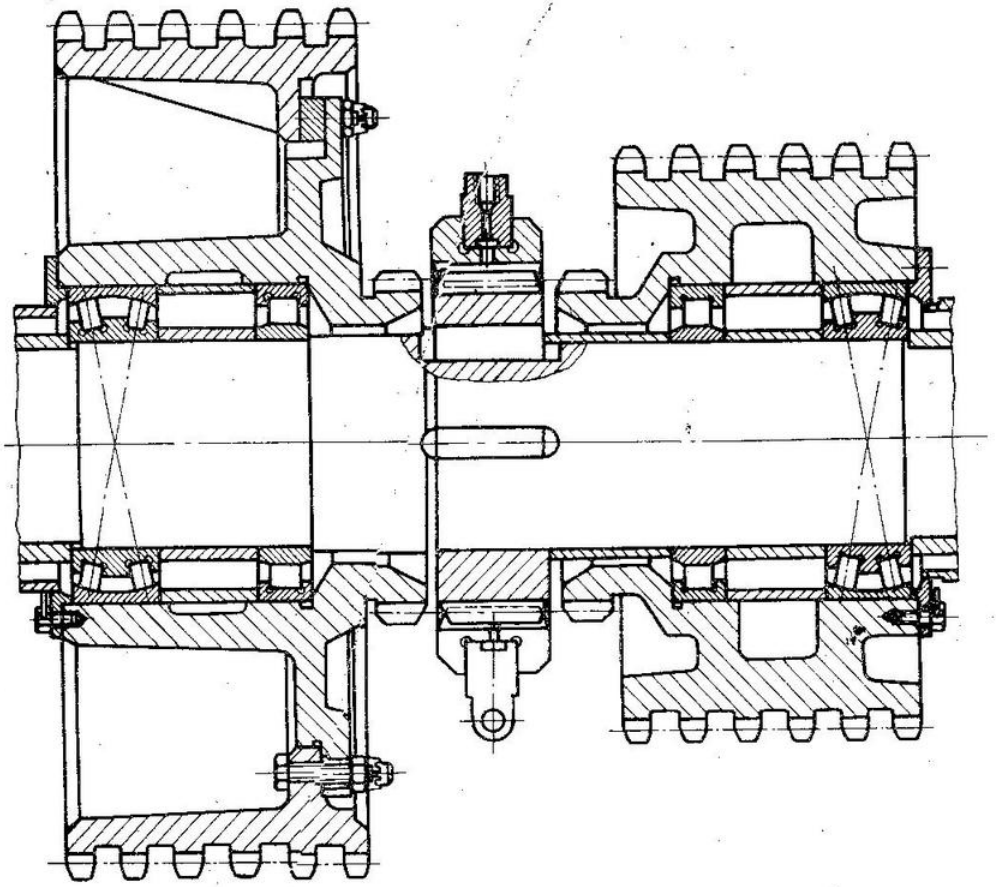


Fig. 17.7. Roți cuplate intermitent pentru selectarea vitezelor unui troliu de foraj (roata mare în construcție butuc-coroană dințată).

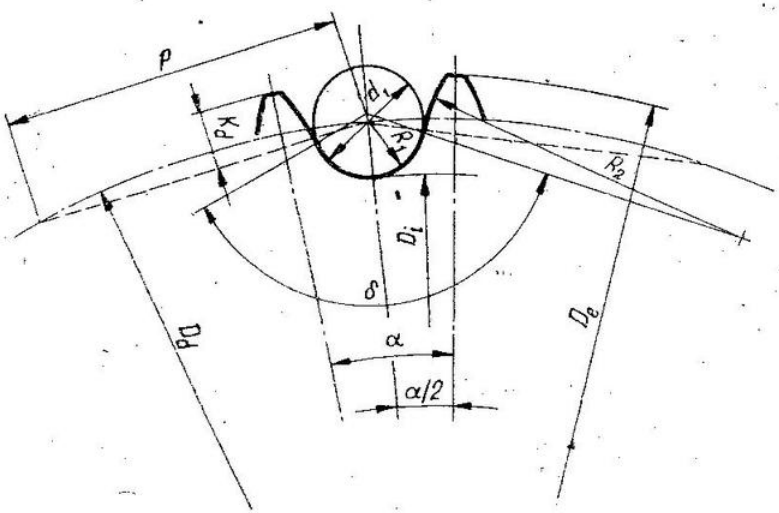
Tabelul 17.3

Materiale recomandate pentru roțile de lanț

Materialul	STAS	Caracteristicile mecanice conform STAS			Recomandări	
		Rezistența la rupere, N/mm²	Duritate Brinell HB_{max}		Tratamentul termic	Utilizarea
			Normalizat	Recopt		
OLC 10 OLC 15 OLC 20	880-80	490 – 640 590 – 740 490 – 640	— — —	131 146 150	Cementare, călire și revenire joasă; adîncimea stratului 0,8 – 1,2 mm	Roți conducătoare cu viteze mari și încărcări reduse
OLC 25 OLC 35		min 450 min 530	180 200	165 183	Normalizat	Roți conduse, în condiții medii de solicitare
OLC 50 OLC 60		740 – 870 830 – 980	240 265	218 241	Călire și revenire înaltă	Roți conducătoare și conduse, în condiții înalte de solicitare
15Cr08	791-80	690 – 790	—	174	Cementare, călire și revenire joasă; adîncimea stratului 1,0 – 1,5 mm	Roți conducătoare și conduse, funcționînd cu viteze și sarcini mari
18MoCrNi13 13CrNi30		790 – 880 780 – 930	— —	207 217	Cementare, călire și revenire înaltă; adîncimea stratului 1,0 – 1,5 mm	
40Cr10 35Mn16		980 – 1180 740 – 930	— —	217 207	Călire și revenire înaltă sau călire superficială (CIF) la 45 – 55 HRC; adîncimea stratului 1,5 – 2 mm	Roți conducătoare și conduse la transmisii de precizie și cu viteze și sarcini mari, funcționînd timp îndelungat
Fc300 Fmp 700 Fgn 700-2	568-82 569-79 6071-82	250 – 320 700 700	200 ... 280 280 230...300		—	Roți conducătoare și conduse funcționînd la viteze mici și sarcini medii, în condiții grele de uzură și ungere săracă (mașini agricole)

Tabelul 17.4

Forma și dimensiunile frontale ale danturii (conform STAS 5006-82)



Denumirea elementului	Relația de calcul	Abaterile limită	Observații
Pasul pe coardă p	Egal cu pasul lanțului	—	Conform standardelor de lanțuri în vigoare (v. tabelul 17.1)
Numărul de dinți ai roții z	—	—	Se alege între 9 și 150
Diametrul nominal al rolei lanțului d_1	Conform standardelor în vigoare	—	—
Diametrul de divizare D_d	$D_d = p \Big/ \left(\sin\frac{180}{z}\right)$	—	(v. STAS 5006-82)
Diametrul de fund D_i	$D_i = D_d - d_1$	$D_i \leqslant 127_{-0,25}^{0}$ $127 < D_i \leqslant 250 - 0,30$ $D_i > 250 h_{11}$	—

Tabelul 17.4 (continuare)

Denumirea elementului	Relația de calcul	Abateri limită	Observații
Diametrul de vîrf D_e	$D_{e\,max} = D_d + 1{,}25p - d_1$; $D_{e\,min} = D_d + p(1 - 1{,}6/z) - d_1$	Diametrul de vîrf trebuie să fie cuprins între $D_{e\,max}$ și $D_{e\,min}$, independent de forma profilului, dacă nu este limitat prin scula de danturat	—
Diametrul rolei-calibru d_c	$d_c = d_1$	$+0{,}01$ mm 0	—
Dimensiunea peste role M	La număr par de dinți: $M = D_d + d_{c\,nom}$ La număr impar de dinți: $M = D_d \cos\frac{90°}{z} + d_{c\,nom}$	Se aplică abaterile limită ale diametrului de fund D_i al roții	$d_{c\,nom}$ este diametrul nominal al rolei calibru

Tabelul 17.5

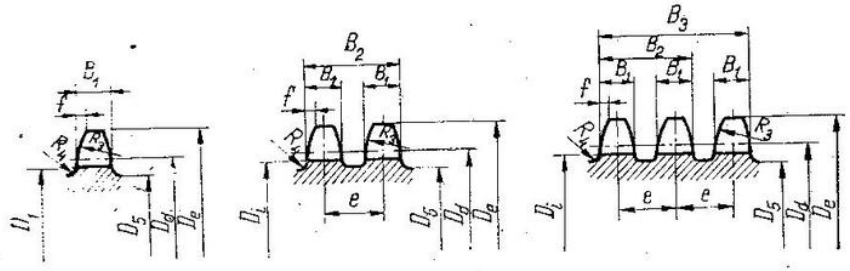
Forma și dimensiunile profilelor limită ale golului dintre dinți (conform STAS 5006-82)

Denumirea elementului (v. fig. tabelului 17.4)	Relația de calcul	
	Profilul minim	Profilul maxim
Raza locașului rolei R_1	$R_{1\,min} = 0{,}505\ d_1$	$R_{1\,max} = 0{,}505\ d_1 + 0{,}069\sqrt[3]{d_1}$
Unghiul locașului rolei δ	$\delta_{max} = 140° - 90°/z$	$\delta_{min} = 120° - 90°/z$
Raza flancului dintelui R_2	$R_{2\,min} = 0{,}12\ d_1\ (z + 2)$	$R_{2\,max} = 0{,}008\ d_1(z^2 + 180)$

Observații: 1. Profilul minim corespunde celui mai mic gol dintre dinți și este determinat de $R_{1\,min}$, δ_{max} și $R_{2\,min}$. 2. Profilul maxim corespunde celui mai mare gol dintre dinți și este determinat de $R_{1\,max}$, δ_{min} și $R_{2\,max}$.

Tabelul 17.6

Forma și dimensiunile secțiunii axiale a danturii



Denumirea elementului	Relația de calcul			Abaterile limită	Observații
1	2			3	4
Lățimea dintelui B_1	Felul lanțului	$p \leq 12{,}7$ mm	$p > 12{,}7$ mm	h14	a_{min} — distanța minimă interioară dintre eclisele zalei interioare a lanțului conform standardelor în vigoare (v. tabelul 17.1)
	Lanț cu un rînd de zale (simplu)	$B_1 = 0{,}93a_{min}$	$B_1 = 0{,}95a_{min}$		
	Lanț cu două și cu trei rînduri ed zale (dublu și triplu)	$B_1 = 0{,}91a_{min}$	$B_1 = 0{,}93a_{min}$		
Lățimea danturii B_2, B_3, B_n	$B_2 = B_1 + e$, pentru lanțurile duble $B_3 = B_1 + 2e$, pentru lanțurile triple $B_n = B_1 + (j-1)e$, pentru lanțurile multiple			h14	e — distanța dintre rîndurile de zale, conform standardelor în vigoare (v. tabelul 17.1) j — numărul de rînduri de zale ale lanțului
Teșirea dintelui f	$f = (0{,}1 \ldots 0{,}15)\,p$			—	—
Raza de teșire minimă $R_{3\,min}$	$R_{3\,min} = p$			—	—
Raza efectivă de racordare la obada roții $R_{4\,ef}$	$R_{4\,ef}$ = valoarea măsurată a razei de racordare			—	Se recomandă următoarele valori nominale ale razei R_4, în mm: $p \leq 9{,}525$, $R_4 = 0{,}2$; $9{,}525 < p < 19{,}05$, $R_4 = 0{,}3$; $19{,}05 < p \leq 44{,}45$, $R_4 = 0{,}4$; $p > 44{,}45$, $R_4 = 0{,}6$

Tabelul 17.6 (continuare)

1	2	3	4
Diametrul obezii roții D_s	$D_s = p \operatorname{ctg}(180°/z) -$ $- 1{,}05\ b_{1\,max} - 1{,}00 - 2\ R_{4\,ef}$	—	$b_{1\,max}$ — lățimea maximă a eclisei zalei interioare conform standardelor în vigoare (v. tabelul 17.1)

Observații: 1. Toleranțele de poziție ale danturii conform STAS 5006-82.

2. Bătăile radială și frontală ale danturii se determină față de alezajul butucului roții de lanț.

3. Bătaia radială a danturii se determină ca bătaie radială a cercului de fund. Toleranța bătăii radiale a dintelui TBr se stabilește cu relația $TBr = 0{,}0008\ D_i + 0{,}08$ [mm] fără însă a scădea sub 0,15 mm sau a depăși 0,76 mm.

4. Bătaia frontală a danturii se determină pe partea frontală plană a dinților. Toleranța bătăii frontale a danturii TBf se stabilește cu relația $TBf = 0{,}0009\ D_i + 0{,}08$ [mm], fără însă a scădea sub 0,25 mm sau a depăși 1,14 mm.

Relațiile de calcul al parametrilor geometrici ai profilelor danturii — în planele frontal și axial — sînt date în tabelele 17.4 ... 17.6.

În fig. 17.8 este prezentat desenul de execuție al unei roți de lanț, cuprinzînd elementele necesare referitoare la dantură.

17.3. Transmisii prin lanțuri cu eclise dințate

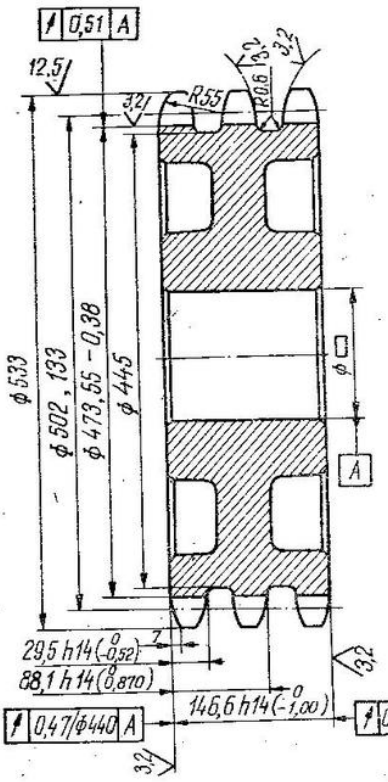
17.3.1. *Elemente constructive*

Lanțurile cu eclise dințate sînt lanțuri cu zale executate din mai multe rînduri de eclise, prevăzute cu doi dinți cu un gol între aceștia, pentru dintele roții de lanț. La acest tip de lanțuri, transmiterea puterii se realizează prin contactul direct dintre eclise și dinții roții de lanț, ceea ce asigură o funcționare mai silențioasă comparativ cu lanțurile cu bucșe și role.

Pe lîngă eclisele dințate *de formare*, în compunerea lanțului intră și eclisele *de ghidare*, care au rolul de a împiedica deplasarea axială a lanțului pe roți (fig. 17.9). Ghidarea poate fi *laterală* — cînd lanțul are eclisele de ghidare pe exterior (fig. 17.10) — și *interioară*, în care caz eclisele de ghidare sînt plasate în interiorul lanțului (fig. 17.11).

Eclisele dințate sînt solicitate suplimentar la încovoiere, ceea ce micșorează capacitatea portantă a lanțului, justificînd astfel numărul relativ redus de tipodimensiuni ce se fabrică în mod curent. Precizia de execuție a acestor lanțuri este mai pretențioasă și de asemenea montajul. Datorită acestor particularități, lanțurile cu eclise dințate se utilizează la transmisii de puteri relativ mici, de precizie, rapide și silențioase.

Lanțurile cu eclise dințate și articulații simple se formează cu eclisele dințate articulate direct pe bolțuri, micșorînd suprafața articulației și deci și rezistența la uzură (fig. 17.12),



Număr de dinți		z	31
Pasul pe coarda de divizare		P	50,8
Lanțul cu care angrenează	Tipul lanțului	–	Curele și role scurte
	Simbolul STAS	–	32 A – 3
		–	5174 – 66
Profilul danturii conf. STAS		–	5006 – 66
Diametrul de divizare		D_d	502,133
Pasul unghiular		α	11° 36' 46"
Diametrul rolei calibru		d_c	$28{,}58\ ^{+0,01}_{-0}$
Dimensiunea peste role		M	530,07–0,38

Condiții tehnice :

Dantura se va călî superficial.
Duritatea HRC = □.
Adîncimea stratului = □ mm

Fig. 17.8. Exemplu de desen de execuție al unei roți de lanț.

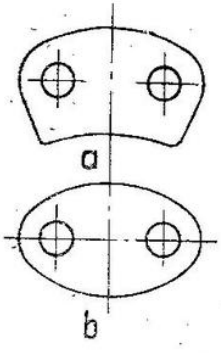


Fig. 17.9. Eclise de ghidare:
a — interioare; *b* — exterioare.

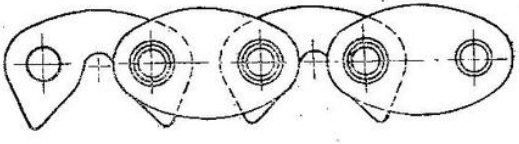


Fig. 17.10. Lanț cu eclise dințate și eclise de ghidare exterioare.

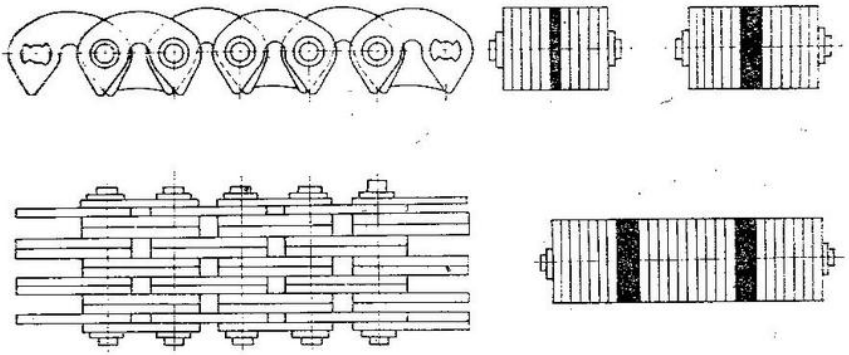


Fig. 17.11. Lanțuri cu eclise dințate și eclise de ghidare interioare.

Lanțurile cu eclise dințate și articulații cu bucșe segmentate (fig. 17.13) au suprafața articulației mărită datorită existenței bucșei, care este portantă pe toată lungimea ei; cele două segmente de bucșă se montează unul fix, iar celălalt mobil, în locașurile opuse ale alezajului eclisei. Conturul alezajelor ecliselor opuse locașurilor de fixare a segmentelor de bucșe sînt libere, pentru a permite mișcarea de rotație a segmentelor.

Lanțurile cu eclise dințate și bolțuri segmentate (cu rostogolire) au bolțurile formate din două segmente, de formă diferită sau de aceeași formă, împreună alcătuind articulațiile lanțului. Mișcarea de rostogolire are loc între cele două segmente de bolț, care se fixează în eclise cu ajutorul unor proeminențe sau suprafețe de o anumită formă, care vin în

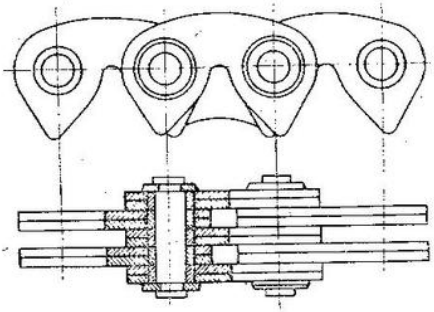


Fig. 17.12. Lanț cu eclise dințate și articulații simple.

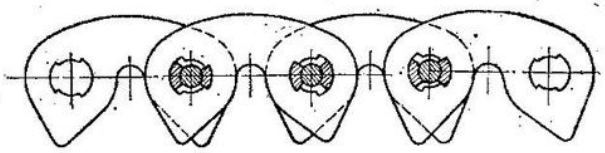


Fig. 17.13. Lanț cu eclise dințate și articulații cu bucșe segmentate.

contact cu suprafețele corespunzătoare ale eclișelor (fig. 17.14). În acest fel, transmiterea sarcinii se obține prin presiunea de contact dintre cele două segmente de bolț care formează articulația.

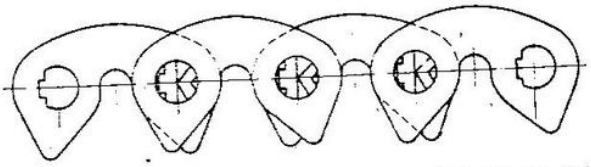


Fig. 17.14. Lanț cu eclise dințate și articulații cu bolțuri segmentate.

17.3.2. *Elemente de calcul*

După cum s-a precizat, lanțurile cu eclise dințate sînt mai puțin utilizate, comparativ cu cele cu bucșe și role. Acesta este și motivul pentru care nu există o metodă de calcul al capacității lanțului pe baza condițiilor de rezistență la rupere sau la uzarea articulațiilor, la fel de bine studiate ca în cazul lanțurilor cu bucșe și role.

În tabelul 17.7 sînt indicate relațiile și recomandările necesare calculului de proiectare a transmisiilor prin lanțuri cu eclise dințate, conform

Tabelul 17.7

Relațiile și recomandările necesare calculului de proiectare a transmisiilor prin lanțuri cu eclise dințate [3, 7, 14]

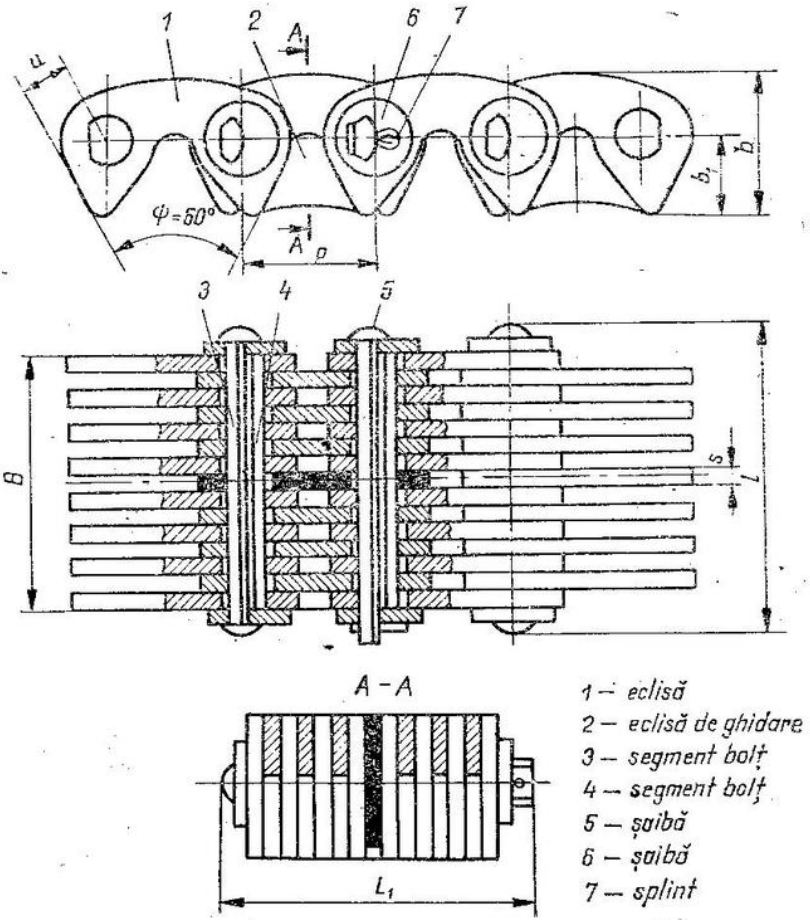
Date inițiale: P, n_1, n_2, i, A_0, caracteristicile transmisiei		
Elementul calculat	Relațiile de calcul	Recomandări
t, mm	—	v. tabelul A. 17-15
z_1	—	v. tabelul A.17-16 și A.17-17
z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$ (17.28)	
v, m/s	$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}$ (17.29)	—
B, mm	$B = \frac{250\, PK_r}{t\sqrt[3]{v^2}}$, (17.30) pentru o durabilitate de 8 000 — 10 000 ore și $v = 10$ m/s	K_r, din tabelul A.17-18; Pentru $v > 10$ m/s se ia în considerare și acțiunea forțelor centrifuge, puterea de calcul fiind în acest caz: $P_c = P + 0{,}1Gv^2$, unde G este masa lanțului pe metru liniar

Observație. Pentru calculul elementelor geometrice și al forțelor v. tabelul 17.2.

GOST 13522-68. Elementele constructive principale ale acestor lanțuri sînt date în tabelul 17.8.

Tabelul 17.8

Elementele constructive principale ale lanțurilor cu eclise dințate (conform GOST-13522-68)



Pasul p, mm	B	b	b_1	s	u	l	L_1	Sarcina de rupere min, daN	Masa, kg/m
12,7	22,5	13,4	7,0	1,5	4,76	28,5	30	2 400	1,3
	28,5					34,5	36	2 900	1,6
	34,5					40,5	42	3 400	2,0
	40,5					46,5	48	4 000	2,3
	46,5					52,5	54	4 700	2,7
	52,5					58,5	60	5 300	3,0

Tabelul 17.8 (continuare)

Pasul p, mm	B	b	b_1	s	a	l	l_1	Sarcina de rupere min, daN	Masa, kg/m
15,875	30,0 38,0 46,0 54,0 62,0 70,0	16,7	8,7	2,0	5,95	36,0 44,0 52,0 60,0 68,0 76,0	39 47 55 63 71 79	3 900 4 800 5 700 6 700 7 800 8 900	2,2 2,7 3,3 3,9 4,4 5,0
19,05	45,0 57,0 69,0 81,0 93,0	20,1	10,5	3,0	7,14	52,5 64,5 76,5 88,5 100,5	56 68 80 92 104	7 200 8 700 10 300 12 200 14 100	3,9 4,9 5,9 7,0 8,0
25,4	57,0 69,0 81,0 93,0 105,0	26,7	14,0	3,0	9,52	65,0 77,0 89,0 101,0 113,0	68 80 92 104 116	11 600 13 800 16 300 18 900 21 600	6,5 7,9 9,3 10,6 12,0
31,75	69,0 81,0 93,0 105,0 117,0	33,4	17,5	3,0	11,91	78,0 90,0 102,0 114,0 126,0	82 94 106 118 130	17 100 20 200 23 500 26 800 30 300	10,0 11,6 13,3 15,0 16,7

17.3.3. *Roți pentru lanțurile cu eclise dințate*

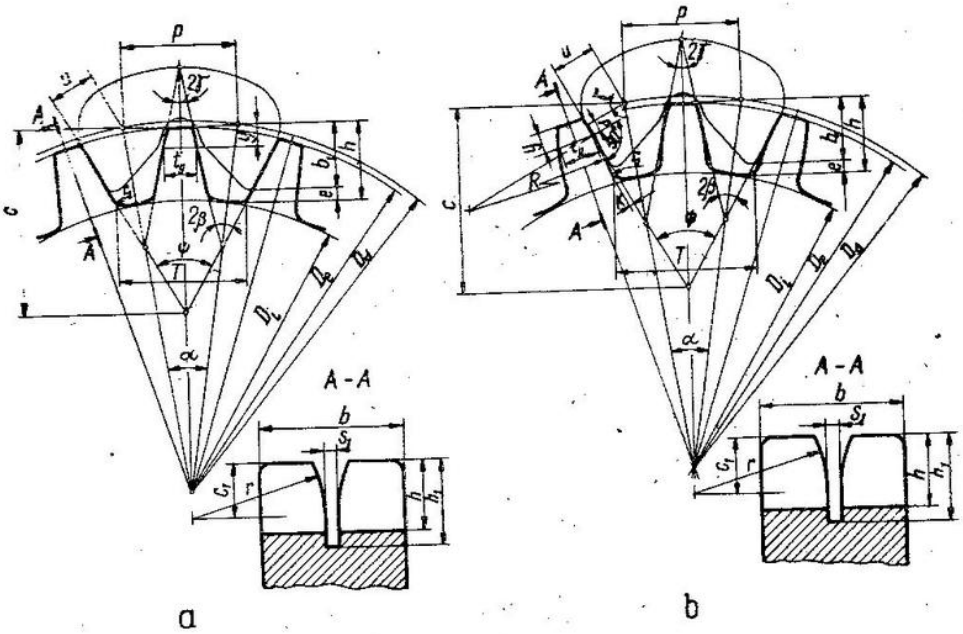
Dimensiunile și geometria danturii roților pentru lanțurile cu eclise dințate sînt indicate de către producătorii de astfel de lanțuri, în funcție de tipodimensiunile fabricate.

Pentru lanțurile cu eclise dințate produse conform GOST 13552-68 (v. tabelul 17.8) parametrii geometrici principali ai danturii roților de lanț sînt indicați în tabelul 17.9.

Roțile pentru lanțurile cu eclise dințate se pot, de obicei, executa în conformitate cu indicațiile constructive recomandate pentru roțile transmisiilor cu lanțuri cu role și zale (v. § 17.2.2).

Tabelul 17.9

Principalii parametri geometrici ai danturii roților pentru lanțurile cu eclise dințate
(conform GOST 13576-68)



Denumirea parametrului	Relația de calcul
Diametrul de divizare D_d	$D_d = p/\sin(180°/z)$
Diametrul de vîrf D_e	$D_e = p/\operatorname{tg}(180°/z)$
Diametrul de fund D_i	$D_i = D_d - 2\,h/\cos(180°/z)$
Înălțimea dintelui h	$h = b_1^* + e$
Jocul radial e	$e = 0{,}1p$
Distanța dintre centrul articulației eclisei și punctul de pe flancul dintelui aflat în planul de măsurare t^{**}	$t = 0{,}1p$
Raza flancului roții R^{**}	$R = 2{,}4p$
Jocul maxim între suprafața de lucru a eclisei și flancul dintelui K^{**}	$K = 0{,}04p$

Tabelul 17.9 (continuare)

Denumirea parametrului	Relația de calcul
Pasul unghiular α	$\alpha = 360°/z$
Unghiul golului dintre dinți β	$2\beta = \psi - \alpha;\ \psi = 60° = \text{const}$
Unghiul flancului dintelui γ	$\gamma = 30° - \alpha$
Lățimea dintelui b	$b = B \div 2s^*$
Distanța de la vîrful dintelui, la centrul razei de curbură a degajării canalului de ghidare C_1	$C_1 \approx 0{,}4\ p$
Raza de racordare a flancului degajării canalului de ghidare r	$r \approx p$
Adîncimea canalului de ghidare h_1	$h_1 \approx 0{,}75\ p$
Lățimea canalului de ghidare S_1	$S_1 = 2s^*$
Dimensiuni de control	
Grosimea dintelui la cota y, t_y	$t_y = p - 2(u^* \cos\gamma - t \sin\gamma)$
Înălțimea de măsurare y	$y = u^* \sin\gamma + t \cos\gamma$
Distanța între racordările picioarelor dinților ce vin în contact cu flancurile unei eclise, T	$T = p + (2u - h)/0{,}866$

* Dimensiuni referitoare la lanț: v. tabelul 17.8

** Dimensiunile se referă la dinții cu flancurile curbe (v. fig. *b*). În afară de tipurile de dinți prezentate, cu flancuri plane și după un arc de cerc, se mai utilizează și flancurile evolventice.

17.4. Prescripții de montaj și reglare. Sisteme de ungere. Soluții constructive

17.4.1. *Montajul transmisiilor prin lanțuri*

Montajul corect și adoptarea și asigurarea unui sistem de ungere corespunzător influențează sensibil asupra capacității portante și a durabilității unei transmisii prin lanț.

În ceea ce privește poziția relativă a roților de lanț (conducătoare-condusă), se pot întîlni diferite situații, determinate de sensul de rotație al roții conducătoare și de direcția liniei centrelor (fig. 17.15).

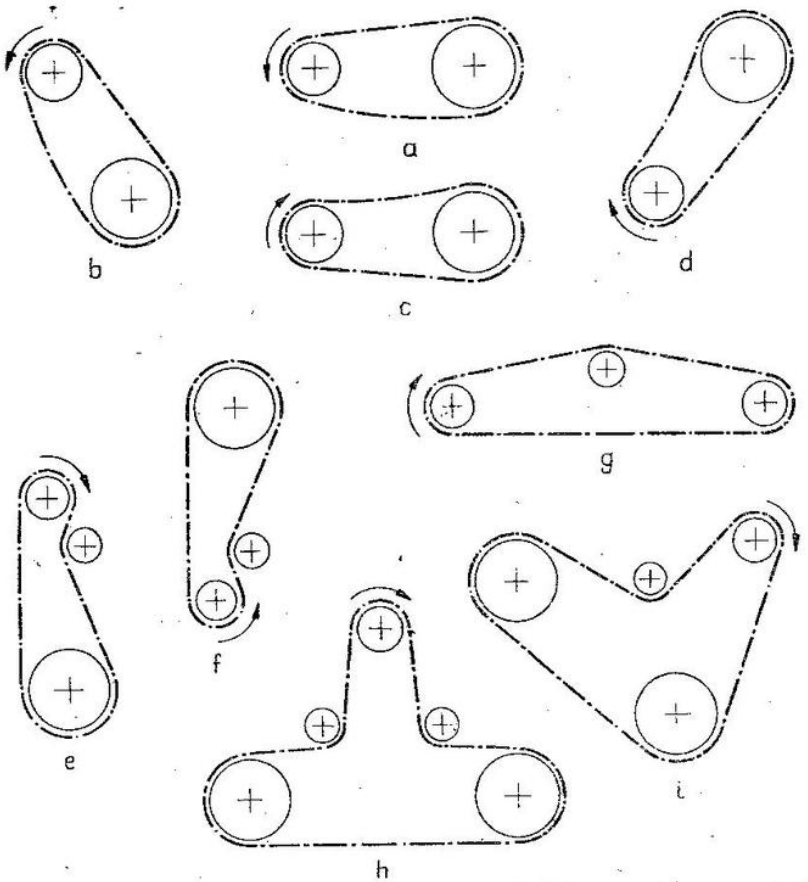


Fig. 17.15. Poziția ramurilor conducătoare și condusă în raport cu sensul de rotație al roții conducătoare și cu direcția liniei centrelor (roata mică este considerată conducătoare) [17].

Cea mai favorabilă poziție de montaj este prezentată în fig. 17.15, *a**; cazurile din fig. 17.15, *b*, *c* și *d* sînt favorabile în cazul în care se asigură săgeți minime de montaj. Transmisiile verticale (fig. 17.15, *e* și *f*) se admit numai cu dispozitive de întindere, ca de altfel și în cazul transmisiilor orizontale dar cu distanțe mari dintre axe (fig. 17.15, *g*). În cazul folosirii unui număr mai mare de două roți de lanț este, de asemenea, recomandată folosirea roților de deviere (fig. 17.15, *h* și *i*).

Montarea corectă a unei transmisii prin lanț presupune asigurarea riguroasă a distanței dintre axe, prescrise. Aceasta se obține — în cazul transmisiilor cu distanța reglabilă — prin construcția corespunzătoare a dispozitivului de reglare. Cele mai utilizate sînt dispozitivele cu șurub, care sînt simple, forța de întindere fiind însă necontrolabilă.

* Transmisie orizontală cu ramura superioară conducătoare.

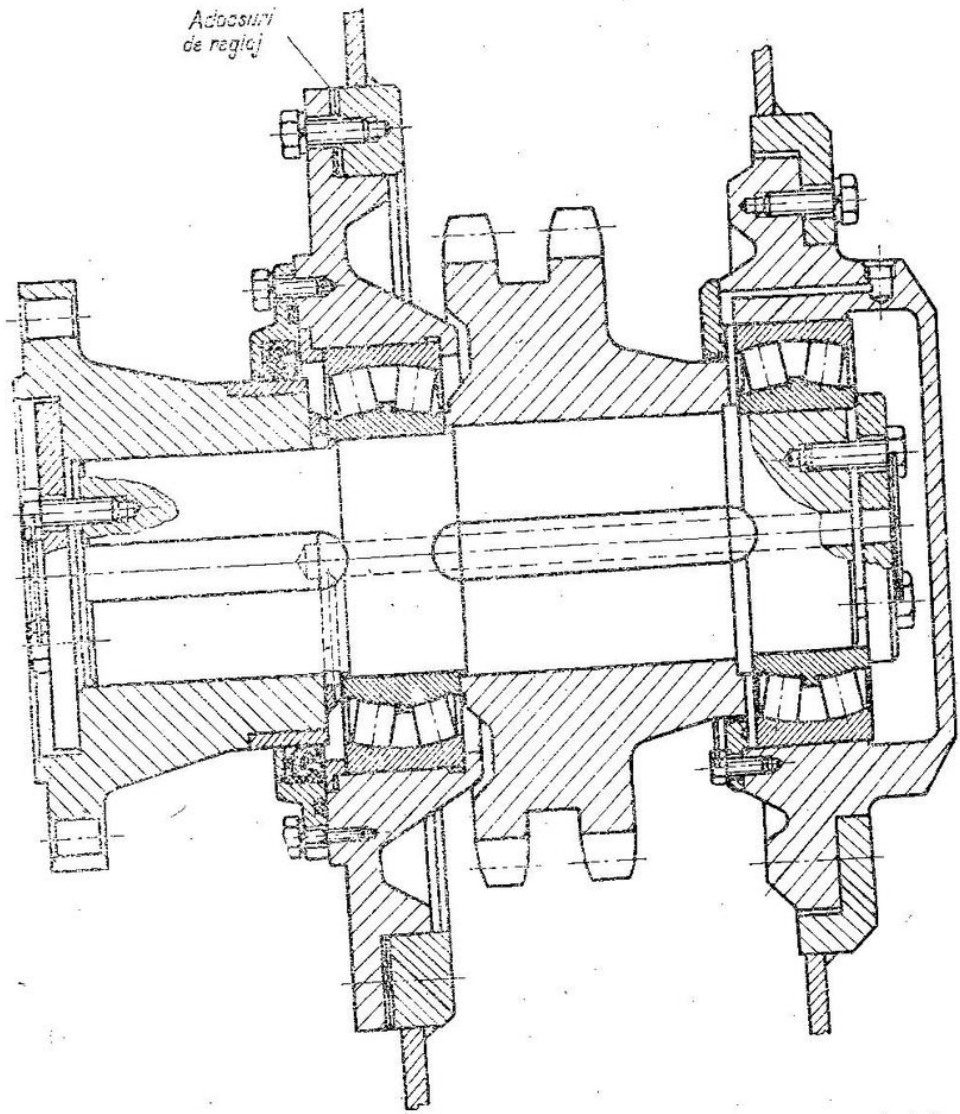


Fig. 17.16. Alinierea unei roți de lanț cu adaosuri de reglaj, plasate sub flanșa lagărului cu rulmentul conducător.

În cazul transmisiilor nereglabile, distanța dintre axe se asigură prin executarea, la cotele prescrise, a centrelor alezajelor lagărelor de sprijin a arborilor transmisiei.

O altă condiție a unei montări corecte constă în asigurarea paralelismului arborilor roților de lanț.

Măsurarea cu mijloace obișnuite a distanței dintre arbori în două plane cît mai îndepărtate și controlarea orizontalității arborilor cu ajutorul unei nivele cu bulă asigură, de obicei, precizia necesară unei bune funcționări a transmisiei. În cazul în care ambii arbori sînt montați în aceeași carcasă, la realizarea alezajelor pentru legărele acestora se prescriu abateri maxime admise de la paralelism între axele alezajelor, în funcție de clasa de precizie adoptată pentru construcția respectivă.

Prin asigurarea paralelismului arborilor se asigură și coplaneitatea roților de lanț care se execută cu toleranțe privind bătaia frontală a danturii.

Montarea corectă a transmisiilor prin lanț presupune și asigurarea alinierii roților de lanț. Verificarea acestei condiții se obține cu un liniar plasat în lungul celor două roți de lanț. Alinierea roților de lanț — în cazul unei singure transmisii — se poate obține prin asigurarea deplasării axiale a unuia dintre arbori cu ajutorul unor adaosuri de reglaj, plasate între flanșele lagărelor și pereții carcasei (fig. 17.16).

În cazul mai multor transmisii în paralel trebuie asigurată deplasarea independentă a fiecărei roți de pe un arbore, ceea ce poate fi realizat prin plasarea roților între două piulițe (fig. 17.17). Acestea au rolul numai de a

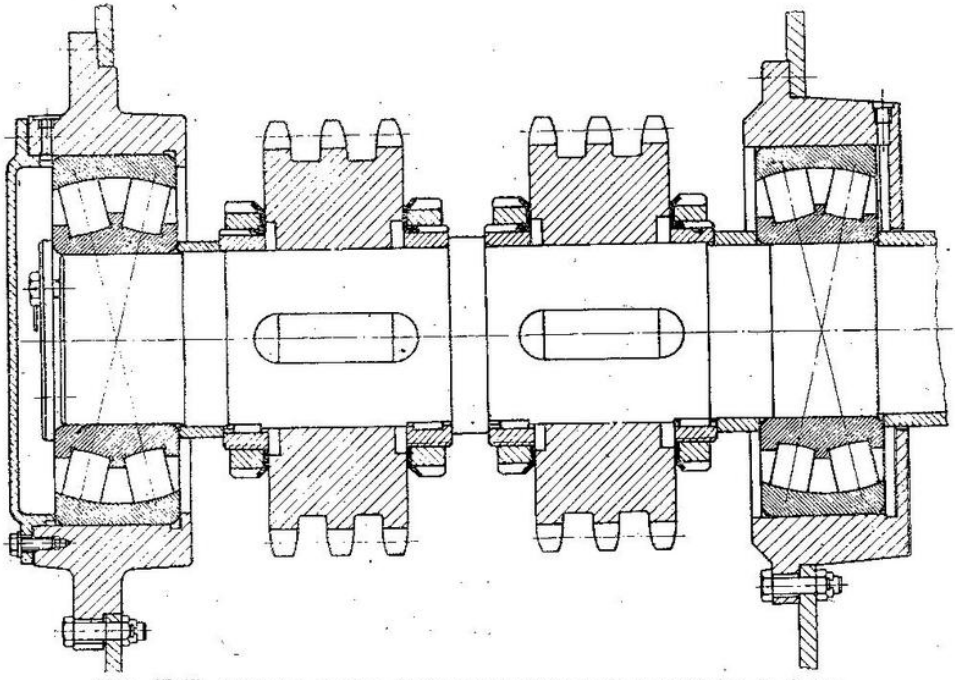


Fig. 17.17. Alinierea roților de lanț prin intermediul piulițelor de fixare.

fixa roata în poziția dorită, deplasarea roții — în vederea alinierii corecte — efectuîndu-se cu alte mijloace.

17.4.2. *Reglarea funcțională*

Pe tot parcursul funcționării transmisiei are loc o alungire a lanțului, datorită uzării acestuia. Această alungire are ca efect mărirea săgeții inițiale*, cu toate urmările negative legate de aceasta: micșorarea unghiului de înfășurare a lanțului pe roți, oscilații și vibrații mărite în ramura condusă, pericolul ca lanțul să părăsească roata de lanț etc.

Dispozitivele de întindere care se utilizează la transmisiile prin lanț au rolul de a înlătura aceste dezavantaje; dispozitivele pot fi cu role, roți sau saboți, acționate de arcuri, șuruburi, dispozitive hidraulice etc.

Roțile și rolele de întindere — foarte mult folosite — se aplică, de obicei, pe ramura condusă, mai aproape de roata mare sau în apropierea roții mici dacă acționează pe fața exterioară a transmisiei (v. și fig. 17.15, *e* și *f*). Roțile de întindere trebuie să angreneze cu cel puțin trei zale ale lanțului întins, iar rolele de întindere trebuie să aibă diametrul și lățimea egale cu diametrul de divizare și lățimea roții de lanț de întindere echivalente.

Cîteva dispozitive de întindere a lanțului, cu roți dințate și role sînt prezentate în fig. 17.18 ... 17.21.

Saboții de întindere se folosesc la transmisiile rapide și pentru puteri mici; sabotul propriu-zis este căptușit cu materiale antifricțiune, necesitînd totuși ungere abundentă. Cîteva soluții constructive sînt date în fig. 17.22 și 17.23.

La transmisiile la care nu este posibilă montarea unui dispozitiv de întindere — transmisii de puteri mari și gabarit redus, cutii de viteze cu lanțuri etc. — săgeata de uzură maximă admisă poate fi limitată la săgeata corespunzătoare alungirii lanțului cu două zale. După scoaterea a două zale, lanțul se închide și poate funcționa un nou ciclu, după care este scos din funcțiune.

17.4.3. *Sisteme de ungere a transmisiilor prin lanțuri*

Articulațiile lanțurilor funcționează în condiții grele, suportînd presiuni de contact (bolț-bucșă) relativ mari, șocuri considerabile în procesul de angrenare dinți-role; vibrații etc.

Importanța adoptării sistemului de ungere este relevată cu ocazia efectuării calculului de verificare la uzură, deoarece valoarea presiunii maxime admise în articulații depinde de caracterul lubrifierii (v. § 17.2).

---

* De montaj.

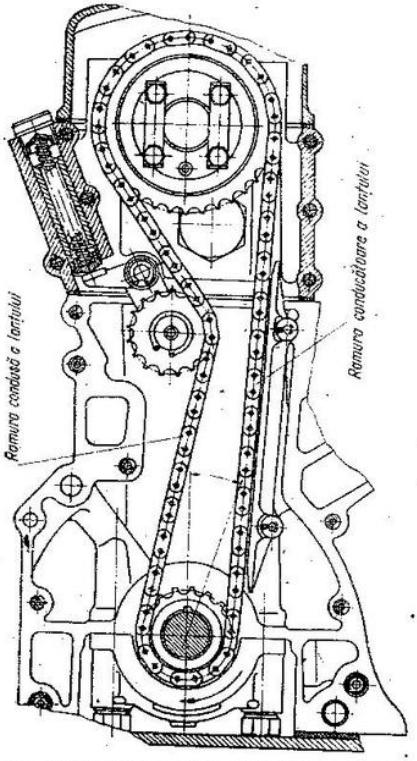


Fig. 17.18. Transmisia prin lanț — de la un motor cu ardere internă — prevăzută cu role de întindere [7].

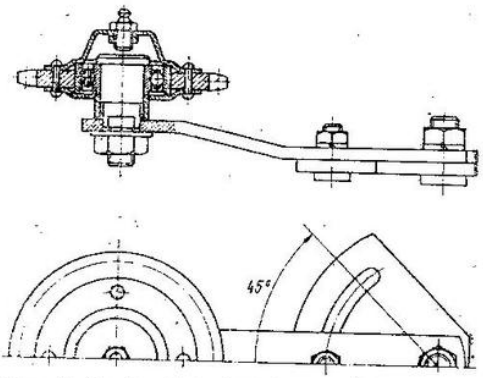


Fig. 17.19. Roată de întindere reglabilă, cu deplasare radială.

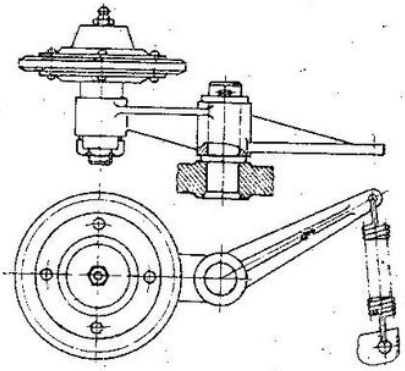


Fig. 17.20. Roată de întindere cu deplasare radială, realizată de un arc elicoidal de întindere.

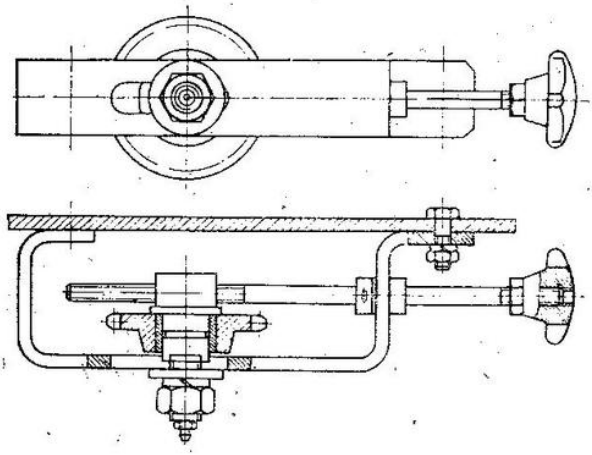


Fig. 17.21. Roată de întindere cu șurub, cu deplasare rectilinie.

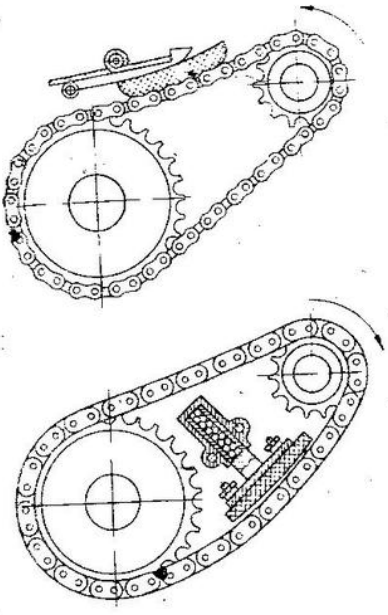


Fig. 17.22. Dispozitive de întindere cu sabot.

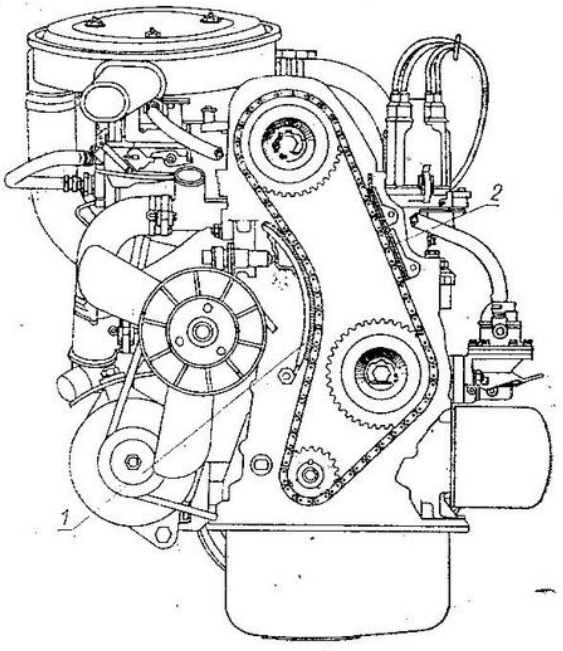


Fig. 17.23. Dispozitiv de întindere cu sabot și amortizor de vibrații:
1 — sabot; *2* — amortizor.

În prezent, nu există o bază teoretică de calcul a stabilirii parametrilor regimului optim de ungere a transmisiilor prin lanțuri în funcție de condițiile de solicitare și exploatare.

Adoptarea unui anumit sistem de ungere se efectuează pe baza recomandărilor producătorilor de lanțuri sau a normelor elaborate, pe baza experienței în exploatare a utilizatorilor. O asemenea recomandare este dată în tabelul A.17-4 [9], unde sînt propuse patru metode de ungere în funcție de pas* și de viteza lanțului.

Ungerea manuală. Se utilizează unsoare consistentă care se aplică periodic—minimum o dată la 8 ore funcționare—cu ajutorul unei perii sau palete.

Ungere prin picurare. Picăturile de ulei sînt lăsate să cadă dintr-un dispozitiv special, care permite reglarea debitului. Picăturile trebuie să cadă în jocul dintre eclisele lanțului (fig. 17.24) și — dacă este cazul — trebuie luate măsuri împotriva devierii direcției de cădere a picăturilor datorită curenților de aer ce pot lua naștere în funcționare.

Ungere cu baie de ulei, prin barbotare sau cu disc. Ungerea prin barbotare se realizează prin scufundarea porțiunii inferioare de lanț într-o baie de ulei. Nivelul de ulei — în timpul funcționării — trebuie să ajungă pînă la marginea superioară a eliselor lanțului (fig. 17.25).

* Deci în funcție și de puterea transmisă.

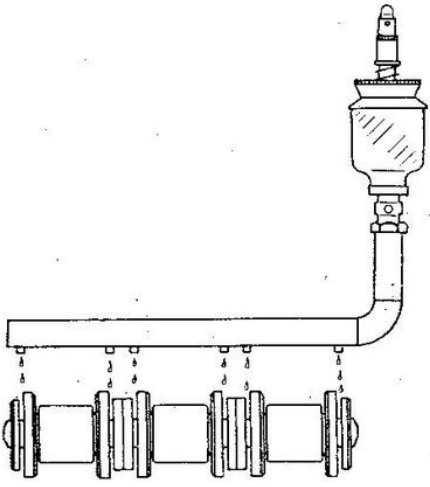


Fig. 17.24. Ungerea, prin picurare, a unei transmisii cu lanț triplex.

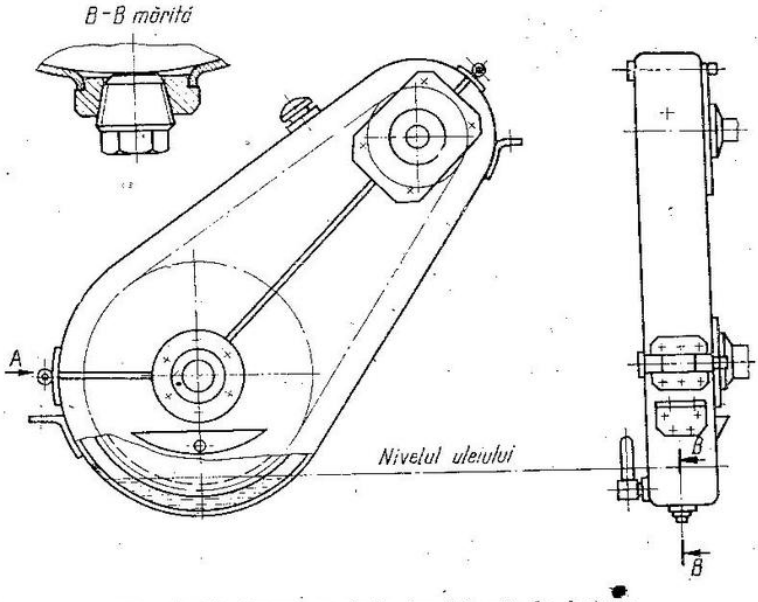


Fig. 17.25. Ungere cu baie de ulei prin barbotare.

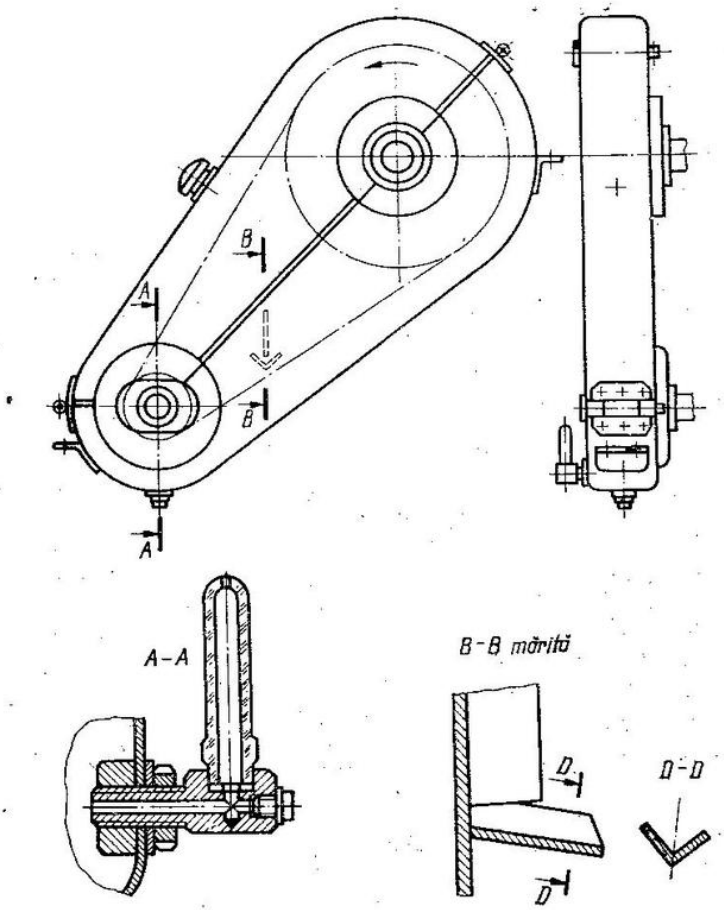


Fig. 17.26. Ungerea cu baie de ulei și disc de stropire.

La ungerea cu disc, lanțul se deplasează deasupra nivelului de ulei. Discul—avînd diametrul mai mare decît al roții—este scufundat cu 15—20 mm în ulei, pe care, în mișcarea sa, îl antrenează. Ungerea se realizează atît prin stropirea directă a lanțului, cît și indirect, prin scurgerea uleiului pe pereții carcasei. Pentru dirijarea convenabilă a jetului de ulei se folosesc de obicei șicane și jghiaburi (fig. 17.26). Diametrul discului este limitat de viteza periferică a acestuia. Viteze prea mari pot produce spumarea și supraîncălzirea uleiului din baie. Viteza periferică maximă recomandată este de 3—4 m/s.

Ungere cu ulei sub presiune. Uleiul sub presiune este furnizat de o pompă*. Instalația de ungere mai conține un sorb, un filtru de aspirație și unul de refulare și conducte de dirijare a uleiului spre punctele de ungere.

* În general, cu roți dințate.

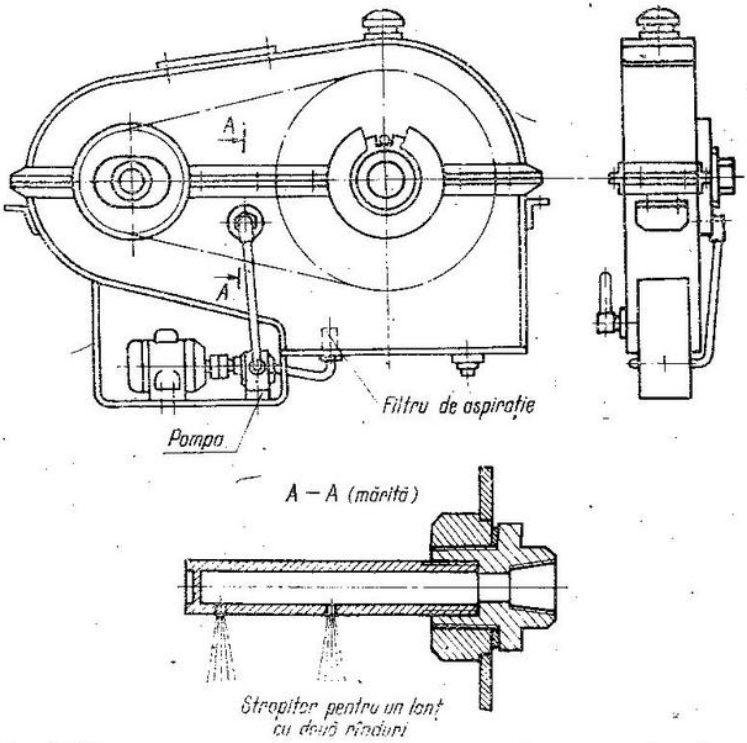


Fig. 17.27. Ungerea cu ulei sub presiune; pompa de ungere este antrenată de la un electromotor.

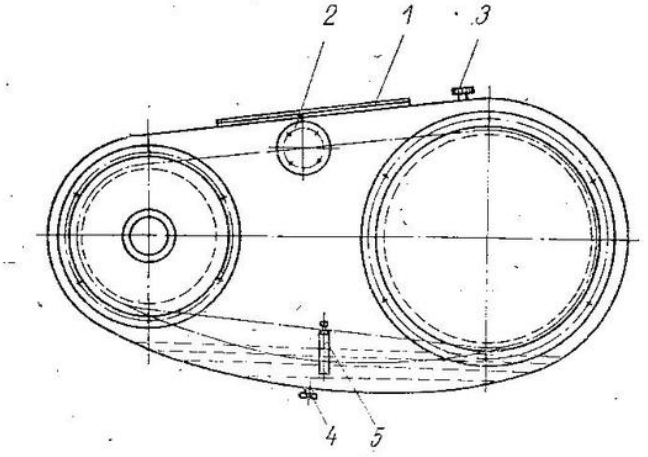


Fig. 17.28. Carcasă fără plan de separație a unei transmisii prin lanț:

1 — capac de vizitare; 2 — orificiu de acces pentru montarea lanțului; 3 — supapă de aerisire; 4 — orificiu de golire a uleiului; 5 — indicator de nivel.

Lanțurile trebuie unse pe toată lățimea acestora — în mod uniform — cu jetul de ulei orientat spre ramura inferioară (fig. 17.27). Ieșirea uleiului spre lanț se asigură prin duze care dau jetului o formă de evantai.

Pentru o transmisie de putere se poate considera că ungerea și răcirea corespunzătoare a lanțului are loc la un debit de ulei de cca 3 l/min și o presiune de 2—3 daN/cm².

Temperatura mediului ambiant, maximă admisă — pentru uleiurile folosite în mod obișnuit (v. tabelul A.17-5) — este de +65°C; dacă această temperatură nu poate fi asigurată, se folosesc uleiuri speciale sau se iau măsuri suplimentare de răcire a băii de ulei (suprafețe mărite de radiație, serpentine de răcire etc.).

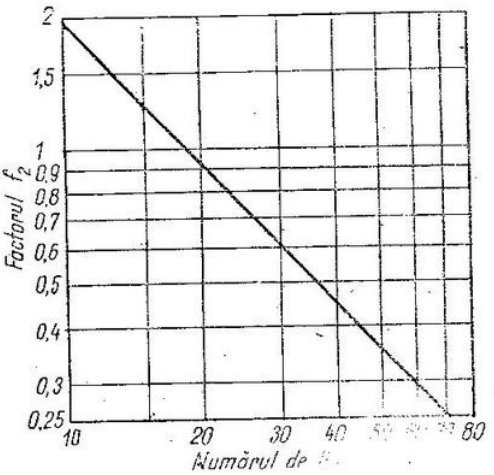


Fig. A.17-1. Dependența factorului f_2 de numărul de dinți [13],

Condițiile impuse în tabelul A.17-4 — pe baza cărora se alege sistemul de ungere — trebuie considerate ca minimale, folosirea metodei de ungere imediat superioare conducînd la îmbunătățirea parametrilor de funcționare și deci la mărirea fiabilității transmisiei.

Viscozitatea lubrifiantului se alege în funcție de temperatura mediului în care funcționează transmisia. În tabelul A.17-5 sînt prezentate viscozitățile recomandate pentru diverse intervale de temperaturi.

Pentru protejarea transmisiilor prin lanțuri și pentru asigurarea băilor pentru ulei sînt necesare carcase; de cele mai multe ori carcasele sînt portante, adică au și funcția de susținere a lagărelor arborilor și de preluare a forțelor ce iau naștere în procesul de funcționare.

La carcasele din două bucăți — cu plan de separație la nivelul axelor arborilor — închiderea lanțurilor se poate realiza ușor, înainte de montarea carcasei superioare. La cele fără plan de separație — la care arborii se montează prin introducerea lor lateral — carcasele trebuie prevăzute — la partea superioară — cu capace de vizitare, iar lateral cu orificii plasate la nivelul ramurii superioare, necesare introducerii bolțului la operația de închidere a lanțului (fig. 17.28). Carcasele trebuie prevăzute, de asemenea, cu orificii de scurgere a uleiului, aerisitor și indicator de nivel de ulei.

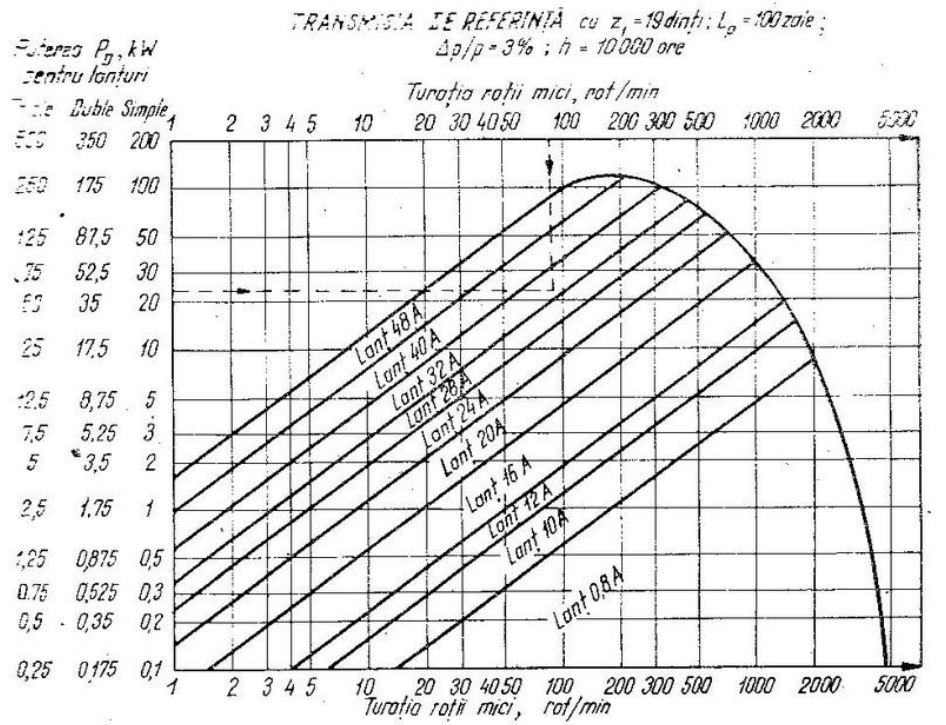


Fig. A.17-2. Puterea limită admisibilă pentru lanțuri de tip A [13].

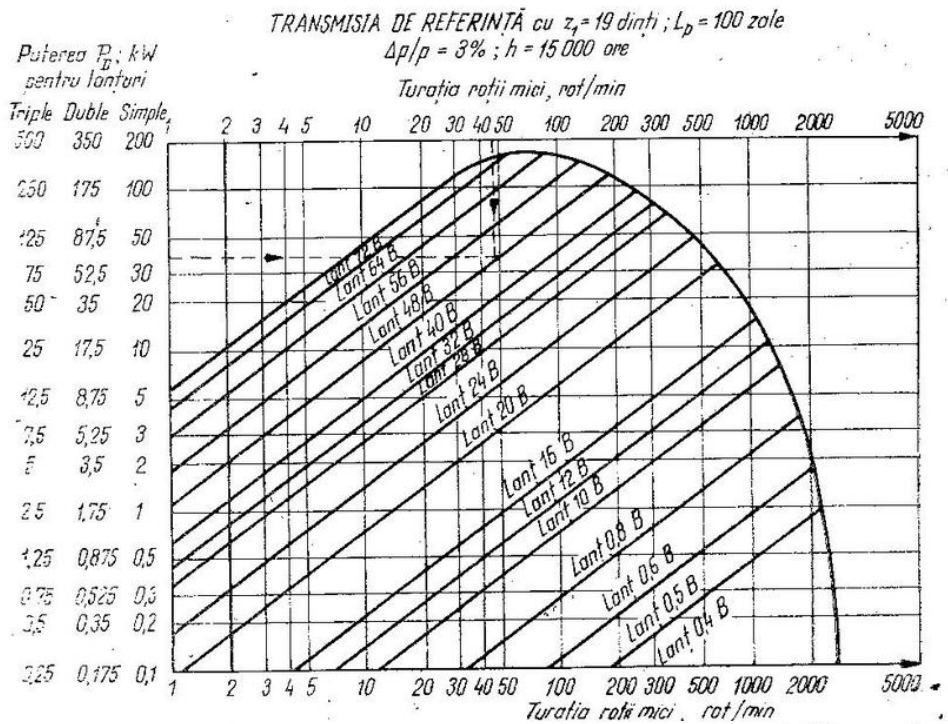


Fig. A.17-3. Puterea limită admisibilă pentru lanțuri de tip B [13].

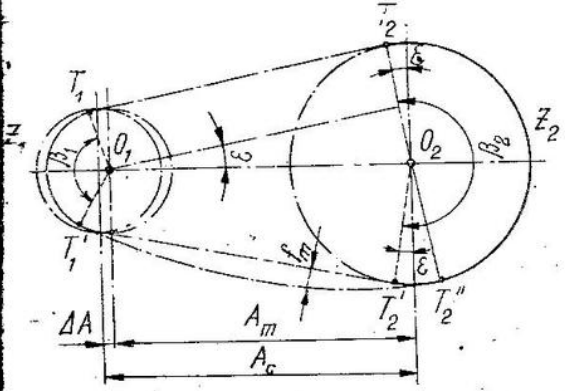


Fig. A.17-4. Micșorarea distanței dintre axe A_c pentru realizarea săgeții necesare la montaj f_m.

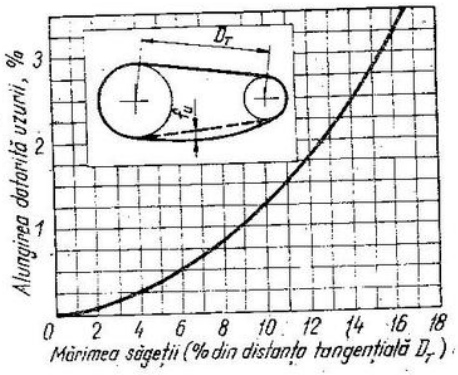


Fig. A.17-5. Determinarea săgeții — datorate uzării — în funcție de distanța tangențială [9].

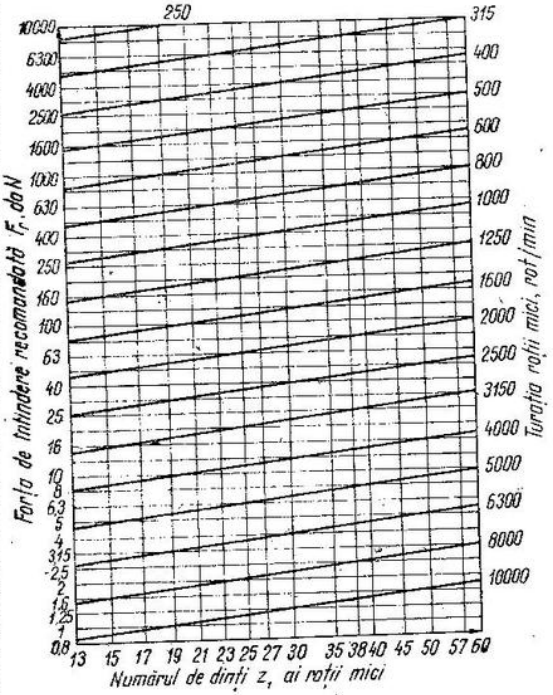


Fig. A.17-6. Forța de întindere recomandată în funcție de numărul de dinți [13].

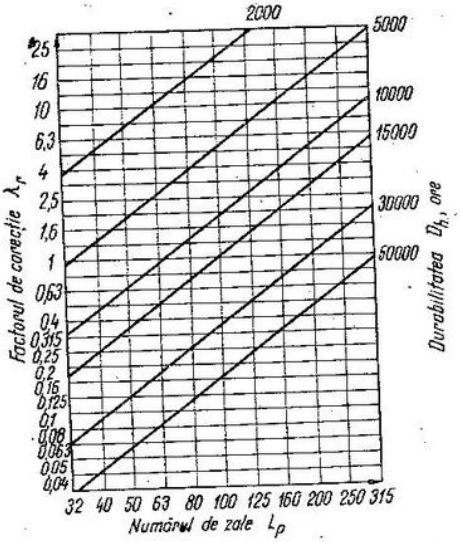


Fig. A.17-7. Factorul de corecție λ_r în funcție de numărul de zale L_p [13].

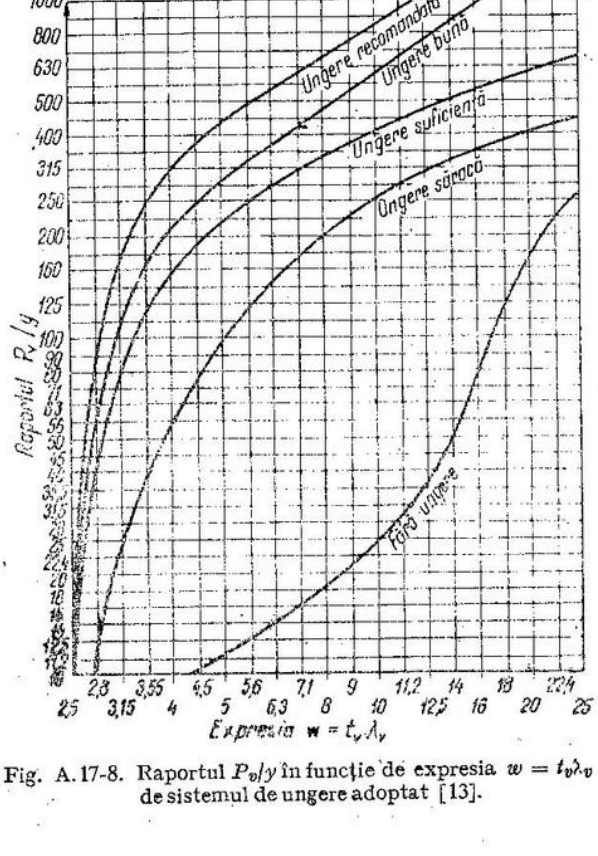


Fig. A.17-8. Raportul P_v/y în funcție de expresia $w = t_v\lambda_v$ și de sistemul de ungere adoptat [13].

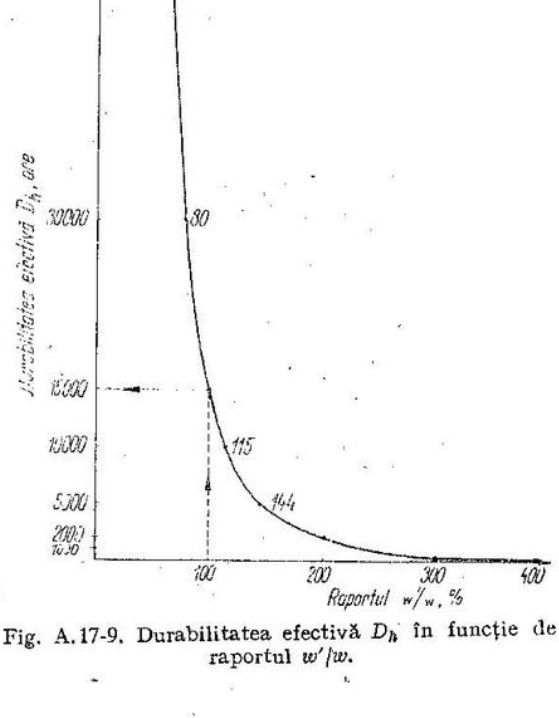


Fig. A.17-9. Durabilitatea efectivă D_h în funcție de raportul w'/w.

Tabelul A.17-1

Numărul minim de dinți z_{1min} admisibil [1]

Tipul lanțului	Pasul lanțului p, mm								
	9,25	11,78	15,875	19,05	25,4	31,75	38,10	44,45	50,8
Lanț cu bucșe și lanț cu bucșe și role	11	11	13	13	15	15	17	19	19

Tabelul A.17-2

Dependența factorului f_1 de condițiile de exploatare [13]

Mers uniform * $f_1 = 1,0$	Mers neuniform * $f_1 = 1,5$	Cu șocuri $f_1 = 2,0$
Alimentatoare cu mers uniform	Betoniere	Excavatoare și mașini de construcții
Mașini de imprimat	Transportoare cu mers neuniform	Mașini din industria cauciucului
Transportoare cu încărcare uniformă	Mori pentru industria hîrtiei	Mașini de șlefuit lemn
Mașini de prelucrat lemn	Mori cu bile	Mori cu ciocane
Pompe centrifuge	Pompe cu piston cu trei cilindri	Pompe cu piston cu 1—2 cilindri
Ventilatoare, suflante	Compresoare cu piston cu trei cilindri	Compresoare cu piston cu 1—2 cilindri
Mașini din industria hîrtiei (calandri)	Prese și foarfece	Instalații de foraj
Scări rulante	Transportoare, macarale și ascensoare	Generatoare de sudură
Amestecătoare pentru lichide	Amestecătoare pentru materiale solide	Concasoare
Tobe pentru uscare	Trolii, site vibratoare, mașini de cablat	Mașini pentru țiglă și cărămizi
Transmisia principală a mașinilor-unelte	Trefiloare pentru sîrmă	—

* Dacă antrenarea este asigurată de un motor cu ardere internă cu mai puțin de patru cilindri, se alege valoarea următoare, mai mare.

Tabelul A.17-3

Vitezele maxime recomandate pentru lanțurile cu bucșe și role

Tipul lanțului	Pasul lanțului p, mm									
	9,25	12,78	15,875	19,05	25,4	31,75	38,10	44,45	50,80	63,50	76,10
Lanț cu bucșe și role	22			20		18	17	16	15	12	10

Observație. Datorită înfășurării poligoanele a lanțului pe roți, viteza instantanee a lanțului variază, în timp, pe durata angrenării unei zale. Viteza luată în considerare în acest tabel este viteza medie de înaintare a lanțului.

Tabelul A.17-4

Alegerea sistemului de ungere în funcție de pasul și viteza lanțului [9]

Pasul lanțului		Viteza lanțului, m/s			
mm	in	Maximum	Maximum	Maximum	Peste
8	(1/4)	2,5	12,5	17,5	17,5
9,525	3/8	1,8	8,5	14	14
12,70	1/2	1,5	6,5	12	12
15,875	5/8	1,3	5	10	10
19,05	3/4	1,1	4,5	9	9
25,4	1	0,85	3,5	7,5	7,5
31,75	$1^1/_4$	0,75	2,5	6,5	6,5
38,1	$1^1/_2$	0,65	2,2	6	6
44,45	$1^3/_4$	0,55	1,85	5,5	5,5
50,8	2	0,5	1,65	5,1	5,1
—	$2^1/_4$	0,48	1,5	4,8	4,8
63,5	$2^1/_2$	0,45	1,3	4,5	4,5
76,20	3	0,4	1,1	4	4
Sistemul de ungere recomandat		Ungere manuală	Ungere prin picurare	Ungere cu baie de ulei, prin barbotare sau cu disc	Ungere cu ulei sub presiune

Tabelul A.17-5

Vîscozitatea recomandată a lubrifiantului în funcție de temperatura mediului ambiant [9]

Viscozitatea, grade SAE	Temperatura mediului ambiant, °C	Viscozitatea, grade SAE	Temperatura mediului ambiant, °C
5 W	−45 ... +10	30	− 6 ... +55
10 W	−30 ... +26	40	− 1 ... +60
20 W	−12 ... +43	50	+ 5 ... +65

Tabelul A.17-6

Valorile coeficientului de șoc y, în funcție de coeficientul de suprasarcină Y [13]

Caracteristicile transmisiei	Coeficientul de suprasarcină Y	Coeficientul de șoc y
Transmisie fără șocuri, încărcare uniformă	1	1
Transmisie cu șocuri ușoare și rare	1,5	0,8
Șocuri ușoare, încărcare variabilă mijlocie	2	0,73
Șocuri medii, încărcare variabilă apreciabilă cu descărcări periodice	3	0,63
Șocuri puternice, suprasolicitări ușoare	4	0,58
Șocuri puternice, suprasolicitări apreciabile	5	0,53

Tabelul A.17-7

Valorile coeficientului de suprasarcină Y [13]

Valorile indicate sînt medii, pentru o distanță între axe $A = 40\,p$ *		Mașina motoare										
			Motoare cu ardere internă					Turbine hidraulice				
			Lente		Rapide							
Mașina antrenată		Motoare electrice	Un cilindru	Doi cilindri	Doi cilindri	Patru cilindri	> șase cilindri	Rapide	Lente	Turbine cu abur	Mașini cu abur cu piston	Acționări în grup
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Strunguri, mașini de găurit		1,4										
Mașini de frezat		1,5										
Mașini de rabotat		2,3										
Mașini de mortezat		2										
Mașini de trefilat		1,8										
Prese	Hidraulice	1,8			2,8	2,5	2,2					
	Cu excentric	2,5										
	Cu pîrghie articulată	2										
Mașini de prelucrat lemn		1,8	4,5	4	3,7	3	2,5	2,5	3,5		3,5	1,8
Războaie de țesut		2										2
Mașini de tricotat	Circulare	1,5										
	Cu mișcare rectilinie	2										

Tabelul A.17-7 (continuare)

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Mașini de filetat		1,5										1,5
Compresoare cu piston	Cu o treaptă	2,5		5	4,5	4	3,5					
	Cu două trepte	2		4,5	4	3,5	3					
Compresoare centrifuge	Cu o treaptă	1,6	4	3,2	3	2,5	2					
	Cu două trepte	1,3	3	2,7	2,5	2	1,6					
Suflante		1,5		3	2,7	2,5	2					
Ventilatoare		2,5		3,7								
Pompe cu piston	Cu un cilindru	2	5	4	3,5	3	2,6	2,5	2,5			
	Cu doi cilindri	1,8	4	3,5	3	2,7	2,3	2,2	2,7			
Pompe centrifuge		1,5	3	2,8	2,5	2,2	2				2,5	
Laminoare	Cu reductor	2,5										
	Directe	3										
Cilindri de presare		2										2
Mori cu bile		1,8										1,8
Mori tubulare		2										2
Mori cu ciocane		2,5		5	4,5	4	3,5					2,5
Calandri	Cu reductor	2,5										
	Direct	3										
Defibrator		1,8						2,2	3		3,5	1,8
Sită vibratoare		2		4	3,5	3,2	2,8				4	2
Sonetă		2	5	4	3,5	3,2						
Tambur de amestecare		1,7	4	3,2	3	2,5	2					
Excavator		3			5	4,5	4				5	
Freză pentru sol				5	4,5	4						
Amestecător		1,6										1,6
Transportor continuu	Pentru granule	1,5	3	2,8	2,5	2,2	2				2,8	1,5
	Pentru bucăți	2	4	3,5	3	2,7	2					
Mașini de ridicat		2,5	5	4	3,5	3	2,6					
Stivuitor cu furcă		3			4,5	3,5						
Troliu de mină		2,5										
Generatori	Instalații mari	1		2				1,2	1,5	1	1,8	1
	Instalații mici	1,5		2,8				1,7	2,5	1,5	2	1,5
Transmisii, angrenaje		1,5				2,3	2	2	2,5	1,5	2,5	1,5

* În condiții nefavorabile sînt necesare majorări.

Tabelul A.17-8

Valorile coeficientului de siguranță la rupere γ [13]

Turația roții mici, rot/min	Pasul lanțului p, mm											
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	76,2	88,9
1	7,61	7,64	7,69	7,75	7,87	8,04	8,19	8,37	8,70	9,24	9,93	10,71
2	8,15	8,19	8,24	8,3	8,44	8,61	8,78	8,97	9,32	9,91	10,64	11,48
3	8,49	8,53	8,58	8,65	8,78	8,97	9,14	9,34	9,71	10,32	11,08	11,96
4	8,73	8,77	8,83	8,89	9,04	9,23	9,40	9,61	9,99	10,61	11,4	12,3
5	8,93	8,97	9,03	9,1	9,25	9,44	9,62	9,83	10,22	10,86	11,66	12,58
6	9,1	9,14	9,2	9,27	9,42	9,61	9,80	10,01	10,41	11,06	11,87	12,82
8	9,36	9,4	9,47	9,54	9,69	9,89	10,09	10,3	10,71	11,38	12,22	13,19
10	9,58	9,62	9,68	9,75	9,91	10,12	10,31	10,54	10,95	11,64	12,5	13,49
20	10,26	10,31	10,37	10,45	10,62	10,84	11,05	11,29	11,74	12,47	13,39	14,46
30	10,69	10,73	10,8	10,89	11,06	11,29	11,51	11,76	12,22	12,99	13,95	15,05
40	11	11,05	11,12	11,2	11,38	11,62	11,85	12,1	12,58	13,37	14,35	15,49
50	11,25	11,3	11,37	11,64	11,46	11,88	12,11	12,38	12,86	13,67	14,68	15,84
60	11,45	11,5	11,58	11,67	11,85	12,1	12,34	12,6	13,1	13,92	14,95	16,13
80	11,79	11,84	11,92	12,01	12,2	12,46	12,7	12,97	13,48	14,33	15,38	16,3
100	12,05	12,11	12,18	12,28	12,47	12,74	12,98	13,26	13,79	14,65	15,73	16,98
200	12,92	12,97	13,06	13,16	13,37	13,65	13,92	14,22	14,78	15,7	16,86	18,2
300	13,45	13,51	13,6	13,71	13,92	14,22	14,49	14,8	15,39	16,35	17,56	18,95
400	13,84	13,9	13,99	14,1	14,32	14,62	14,91	15,23	15,83	16,82	18,06	
500	14,16	14,22	14,31	14,42	14,65	14,96	15,25	15,58	16,2	17,21		
600	14,42	14,48	14,58	14,69	14,92	15,24	15,53	15,87	16,49			
800	14,84	14,9	15	15,12	15,36	15,68	15,99	16,33	16,98			
1 000	15,18	15,24	15,36	15,46	15,7	16,03	16,35	16,7				
2 000	16,26	16,33	16,44	16,57	16,83							
3 000	16,94	17,01	17,12	17,25								
4 000	17,43	17,51	17,62	17,76								
6 000	17,86	17,93										

Tabelul A.17-9

Valorile factorului de corecție λ_D [13]

L_p	Numărul de dinți ai roții mici z_1									
	13	15	17	19	21	23	25	38	45	57
40	0,893	0,883	0,874	0,866	0,895	0,853				
70	0,844	0,834	0,826	0,819	0,812	0,806	0,801	0,775		
100	0,814	0,805	0,797	0,790	0,784	0,778	0,773	0,747	0,737	0,732
200	0,760	0,751	0,744	0,737	0,732	0,726	0,721	0,698	0,688	0,657

Tabelul A.17-10

Durabilitatea lanțului corespunzătoare micșorării, în procente, a valorii $\gamma_D = \gamma_{rec}\lambda_D$ [13]

Procentul	Durabilitatea, ore
100	15 000
112	50 000
96	10 000
89	5 000
82	2 000

Tabelul A.17-11

Valorile factorului de corecție t_r [13]

Pasul p, mm	Lanțuri tip B (STAS 5174-66)				Lanțuri tip A (STAS 5174-66)			
	Simbolul lanțului	Lanț simplu	Lanț dublu	Lanț Triplu	Simbolul lanțului	Lanț simplu	Lanț dublu	Lanț triplu
6	04*	1,41	2,40	3,53				
6,35					04C*	1,17	2,01	2,95
8	05B	1,03	1,74	2,57				
9,525	06B	1,69	2,88	4,23	06C*	1,13	1,92	2,82
12,7	08B	1,62	2,77	4,07	08A	1,55	2,64	3,89
15,875	10B	1,45	2,47	3,63	10A	1,44	2,44	3,56
19,05	12B	1,34	2,29	3,36	12A	1,44	2,45	3,61
25,4	(16B)	1,38	2,36	3,46	16A	1,29	2,19	3,23
31,75	(20B)	1,22	2,08	3,06	20A	1,19	2,02	2,98
38,1	(24B)	1,47	2,5	3,68	24A	1,29	2,19	3,22
44,45	(28B)	1,45	2,46	3,62	28A	1,08	1,84	2,7
50,8	(32B)	1,16	1,97	2,9	32A	1,16	1,98	2,91
63,5	(40B)	1,23	2,09	3,08	40A	1,24	2,11	3,11
76,2	48B*	1,26	2,14	3,14	48A	1,29	2,2	3,23
88,9	56B*	1,21	2,05	3,01				

* Aceste lanțuri sînt conform DIN 8187 și respectiv DIN 8188.

Tabelul A.17-12

Valorile factorului f_v [13]

Viteza lanțului v, m/s	Factorul f_v — Pasul lanțului, p, mm											
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	76,2	88,9
0,1	21,2	20,4	18,9	17,9	16,6	15,6	14,8	14,2	13,7	12,9	12	11,2
0,2	16,8	16,2	15,0	14,2	13,2	12,4	11,7	11,3	10,9	10,2	9,5	8,8
0,3	14,7	14,2	13,1	12,4	11,5	10,8	10,2	9,8	9,5	8,9	8,3	7,7
0,4	13,3	12,9	11,9	11,3	10,5	9,8	9,3	9	8,6	8,1	7,6	7,1
0,6	11,6	11,2	10,4	9,9	9,1	8,6	8,1	7,8	7,5	7,1	6,62	6,15
0,8	10,5	10,2	9,4	9	8,3	7,8	7,4	7,1	6,85	6,42	6,01	5,58
1	9,8	9,5	8,8	8,3	7,7	7,3	6,86	6,58	6,36	5,97	5,58	5,19
2	7,8	7,5	6,95	6,6	6,11	5,76	5,45	5,23	5,05	4,74	4,43	4,12
3	6,83	6,58	6,11	5,89	5,35	5,01	4,76	4,57	4,41	4,15	3,89	3,61
4	6,22	6	5,54	5,26	4,87	4,59	4,34	4,17	4,03	3,78	3,53	3,28
5	5,75	5,57	5,16	4,91	4,54	4,26	4,03	3,87	3,74	3,52	3,28	3,06
6	5,43	5,24	4,85	4,51	4,28	4,02	3,79	3,65	3,53	3,32	3,1	2,87
7	5,18	5,01	4,62	4,39	4,06	3,83	3,62	3,47	3,36	3,15	2,94	2,74
8	4,94	4,76	4,4	4,17	3,88	3,64	3,45	3,32	3,21	2,99	2,81	2,71
9	4,74	4,57	4,22	4,01	3,73	3,5	3,31	3,19	3,08	2,87	2,69	2,5
10	4,56	4,4	4,07	3,86	3,57	3,37	3,19	3,06	2,95	2,77	2,59	2,41
12	4,28	4,14	3,81	3,62	3,37	3,18	3	2,88	2,78	2,6	2,42	2,25
14	4,06	3,93	3,62	3,44	3,2	3,02	2,85	2,74	2,64	2,47	2,3	2,13
16	3,9	3,76	3,48	3,3	3,06	2,88	2,72	2,61	2,52	2,37	2,21	
20	3,62	3,49	3,23	3,06	2,84	2,67	2,53	2,43	2,33	2,2		
25	3,36	3,24	2,99	2,83	2,63	2,48	2,36	2,26				
30	3,16	3,05	2,82	2,68	2,48	2,34	2,24					
35	3,01	2,9	2,67	2,53	2,36	2,22						
40	2,88	2,77	2,56	2,42	2,25							

Tabelul A.17-13

Valorile factorului λ_v [13]

Numărul de zale L_p	Raportul de transmitere n_2/n_1	Factorul λ_v — Numărul de dinți ai roții mici z_1									
		13	15	17	19	21	23	25	38	45	57
40	1:1	0,57	0,64	0,69	0,74	0,76	0,79				
	2:1	0,63	0,7								
70	1:1	0,69	0,77	0,83	0,88	0,92	0,95	0,97	1,12		
	2:1	0,76	0,85	0,91	0,98	1,01	1,04				
	3:1	0,79	0,89	0,95	1,01						
100	1:1	0,76	0,87	0,93	1	1,03	1,07	1,1	1,26	1,33	1,44
	2:1	0,85	0,96	1,03	1,1	1,14	1,17	1,21	1,39		
	3:1	0,88	0,99	1,07	1,14	1,18	1,22	1,25			
	5:1	0,91	1,02	1,09	1,17						
200	1:1	0,97	1,09	1,17	1,26	1,3	1,34	1,38	1,58	1,67	1,81
	2:1	1,07	1,2	1,29	1,38	1,43	1,47	1,51	1,74	1,84	1,99
	3:1	1,11	1,25	1,34	1,43	1,48	1,52	1,57	1,81		
	5:1	1,14	1,28	1,37	1,47	1,52	1,57	1,61			
	7:1	1,17	1,31	1,41							

Tabelul A.17-14

Durata de funcționare a transmisiei pentru raportul w'/w, % [13]

Durata de funcționare, ore	50 000	30 000	15 000	10 000	5 000	2 000	(1 000)	(500)	(200)
w'/w, %	67	80	100	115	144	201	(246)	(310)	(390)

Tabelul A.17-15

Dependența dintre pasul lanțului cu eclise dințate și turația maximă admisă [3]

Pasul lanțului p, mm	12,70	15,87	19,05	25,40	31,80
Turația maximă admisă n_{max}, rot/min	3 300	2 650	2 200	1 650	1 350

Tabelul A.17-16

Numărul minim admisibil de dinți ai roții mici [7]

Pasul lanțului p, mm	12,70	15,87	19,05	25,40	31,80
$z_{1\,min}$	17	17	19	21	21

Tabelul A.17-17

Numărul minim recomandat de dinți ai roții mici [7]

Raportul de transmitere i	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	6
$z_{1\,rec}$	35–32	32–30	30–27	27–23	23–19	19–17

Tabelul 4.17-18

Valorile coeficientului de corecție K_r [3]

Caracteristicile funcționale ale transmisiei prin lanț	K_p	
	Execuție obișnuită	Cu amenajări suplimentare *
Funcționare lină, fără șocuri și lovituri, sarcină uniformă	1,0	0,80
Funcționare lină, cu șocuri mici și rare, variație ușoară a sarcinii	1,25	1,0
Șocuri ușoare și variație medie a sarcinii	1,4	1,1
Șocuri medii și variație medie a sarcinii	1,6	1,25
Șocuri puternice și variație medie a sarcinii	1,8	1,45
Șocuri foarte puternice și sarcini asimetrice	1,9	1,5

* Amenajările se referă la dispozitive de întindere, de reglare a distanței dintre axe sau alte dispozitive care au drept scop asigurarea unei funcționări îmbunătățite.

Bibliografie

1. **Bunescu, V.** ș.a. *Raționalizarea calculelor în proiectare.* Ed. II. București, Editura Tehnică 1970.
2. * * * *Organe de mașini. Probleme.* București, Editura Didactică și Pedagogică. 1980.
3. **Gotovțev, A. A.,** ș.a. *Proiectirovanie țepnih peredaci* — spravocinic. Moscova, Mașinostroenie, 1973.
4. **Horovitz, B.,** ș.a. *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri.* București, Editura Tehnică 1971.
5. **Kunzman, P.** *Les transmission par chaines a rouleaux.* Paris, Dunod, 1961.
6. **Niemann, G.** *Maschinenelemente.* Zweiter Band. Getriebe. Berlin/Heidelberg/New York, Spinger-Verlag, 1965.
7. **Reșetov, D. N.** *Organe de mașini.* București, Editura Tehnică, 1963.
8. **Vorobiev, N. V.** *Țepnie peredaci.* Moscova, Izdatelstvo Mașinostroenie, 1968.
9. **API Std. 7 F** Ed. 1970 (American Petroleum Institute).
10. **ASA B29-I-1963** (American Standard Associaton).
11. **DIN 8187.** *Hochleistungsrollenketten.*
12. **DIN 8188.** *Hochleistungsrollenketten.*
13. **DIN 8195.** *Hülsenketten — Rollenketten. Berechnung der Antriebe.*

14. **GOST 13552-68.** *Țepi privodnie zubciatie.*
15. **GOST 13576-68.** *Zvezdociki dlia privodnîh zubciatîh țepei.*
16. *Metodă generală pentru calculul transmisiilor cu lanț, programată pentru calculul automat* TS 42. București, ICTCM, 1981.

Documentația tehnică a firmelor specializate

17. ASK-Ketten und Kettenrädre—Katalog Nr. 168.
18. Composite Catalog of Oil Field equipment and services—published by World OIL.
19. Elite-Ketten und Hebezeuge fabrik—Wien. Katalog Nr. 501, B.
20. Link-Belt-Roller Chain and Sprockets. Prospect, fila 3027.
21. RENOLD — Transmission par chaîne — Catalog ref. CT 681.
22. Lanțuri cu role și zale scurte pentru uz general. Întreprinderea Independența Sibiu.

18. Variatoare

Notații

a — distanța între axele angrenajelor, mm;
b — lățimea curelelor late, mm;
d — diametrul, mm;
e — excentricitatea, mm;
f — frecvența flexiunilor, Hz;
h — înălțimea curelei, mm;
i — raportul de transmitere;
k — coeficient (factor de corecție);
l — lățimea, mm;
m — modulul roților dințate, mm; masa, kg;
n — numărul de sateliți, canale etc.;
p — presiunea de strivire, MPa; pasul, mm;
r — raza, mm;
s — cursa de reglare, mm;
t — temperatura, °C;
v — viteza, m/s;
z — numărul de dinți ai roților dințate;
A — distanța între axele transmisiei, mm;
A_c — aria secțiunii transversale prin curea; mm²;
A_T — aria neecranată a carcaselor, mm²;
B — lungimea de contact, mm;
C — curbura suprafețelor, mm;
D — diametrul, mm;
E — modulul de elasticitate, MPa;
F — forța, N;
H — înălțimea, mm;
I_z — momentul de inerție axial, mm⁴;
J — jocul, mm;
K_T — coeficientul de transfer termic, W/m² · K;
L — durabilitatea în milioane rotații;
L_h — durabilitatea în ore;
L_p — lungimea primitivă, mm;
L_s — durabilitatea în km parcurși;
M, M_t — moment de torsiune, cuplu, mN · m;
N — forța normală, N;
N_b — numărul ciclurilor de bază;
N_c — numărul de cicluri;
P — puterea, kW;
R — raza, mm;
T — temperatura absolută, K;
T_0 — efortul inițial efectiv, N;
T_0^* — efortul inițial activ, N;
T_r — reacțiunea pe arbori, N;
W — lucrul mecanic, energia, J;
Z_g — factor geometric;
Z_m — factor de material;
X — componenta după axa Ox a reacțiunii, N;
Y — componenta după axa Oy a reacțiunii, N;
$\alpha, \beta, \gamma, \delta$ — unghiuri, grd;
α_c — unghiul canalului, grd;
η — randamentul; viscozitatea dinamică, Pa·s;
μ — coeficientul de frecare;
ν — coeficientul Poisson; viscozitatea cinematică, m²/s;
ξ_e — coeficientul de alunecare elastică;
ξ_g — coeficientul de alunecare geometrică;
ρ — densitatea, kg/m³;
σ_b — rezistența la oboseală a materialului curelei, MPa;
σ_H — tensiunea de contact (hertziană); MPa;
φ — coeficientul de tracțiune, unghiul de frecare;
ψ — coeficientul (factorul) de lățime;
ω — viteza unghiulară, rad/s;
Δ — domeniul (gama) de reglare;
Ω — parametrul dependent de curbura suprafeței roților

Indici utilizați

a — admisibilă (valoare, mărime);
ad — de aderență (unghi);
al — alunecare (unghi);
ax — axială (forță);
c — de comandă (forță);
e — exterior;

ef	— efectivă (valoare, mărime);	t	— tangențial, tracțiune, total
i	— de încovoiere, interior;	u	— utilă (valoare, mărime);
lim	— limită (valoare, mărime);	v	— a (al) variatorului;
m	— medie (valoare, mărime);	x	— variabilă (valoare, mărime);
max	— maximă (valoare, mărime);	o	— inițială (valoare, mărime);
min	— minimă (valoare, mărime);	1	— a (al) elementului motor;
nec	— necesară (valoare, mărime);	2	— a (al) elementului condus.
p	— primitivă (valoare, mărime);		

18.1. Caracterizare generală

Proprietatea de a regla continuu raportul de transmitere într-un interval dat este caracteristică transmisiilor mecanice denumite generic *variatoare*.

Fără a exclude și alte posibilități*, specializarea transmisiilor cu roți de fricțiune și curele conduce la cele mai reprezentative soluții de variatoare. Acestea conservă practic neschimbat fenomenul transmiterii de putere și implicit, calitățile, respectiv deficiențele, funcțional-constructive ale transmisiei de referință [18].

Performanțele medii energetice și cinematice ale majorității variatoarelor mecanice sînt relativ modeste: puterea transmisă $P_u \in [0\,;\ 20\ (\max\ 300)]$ kW; randamentul mecanic $\eta_v \in [0{,}75\,;\ 0{,}95]$; domeniul de reglare $\Delta \leqslant 9$ (max. 16); raportul mediu de transmitere $i_m \in [0{,}8\,;\ 1{,}5\ (\max.\ 2)]$, cu excepția variatoarelor cu trenuri cicloidale.

Totuși, simplitatea lor constructivă, mentenanța, fiabilitatea și, implicit, costul redus, le extinde utilizarea în următoarele domenii: mașini-unelte, mașini de cablat, mașini pentru industria chimică, textilă, alimentară și a hîrtiei, prese, benzi transportoare, automobile de litraj mic și mijlociu etc.

Variatorul individual sau înseriat cu un tren de angrenaje este plasat preferențial pe porțiunea cinematic corespunzătoare cuplurilor minime. Această restricție este impusă de minimizarea gabaritului și, eventual, de divizarea sincronă a mișcării de rotație.

În ultimele decenii se înregistrează o relansare a utilizării variatoarelor mecanice, care sînt concepute ca subansambluri modularizate, într-o largă varietate tipodimensională (motovariator, motovarireductor).

Conform precizărilor anterioare, clasificarea generală a variatoarelor mecanice se poate efectua pe baza a două criterii care se completează reciproc (fig. 18.1).

Reglarea raportului de transmitere (i_x = var) este condiționată de modificarea continuă, într-un interval determinat, a geometriei transmisiei.

Dependent de numărul elementelor cu geometrie variabilă (diametru reglabil) se disting: variatoarele *mono* care au o singură roată cu diametrul reglabil și variatoarele *duo*, la care două roți își pot modifica în opoziție dimensiunile.

---

* Variatoarele *prin impulsuri* nu formează obiectul cap. 18.

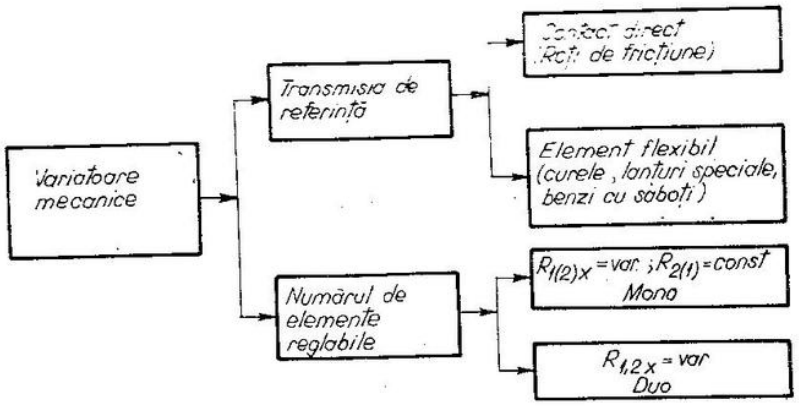


Fig. 18.1. Clasificarea generală a variatoarelor mecanice [7, 11, 14].

Conceptul mono-duo este general valabil indiferent de structura trenurilor cinematice (ordinar sau cicloidal).

Se observă că orice variator duo poate fi generat prin înserierea convențională a două variatoare mono antisimetrice:

$$\{R_{1x};\ R_{2x}\} \Leftrightarrow \{R_{1x};\ R_{1r}\} \cup \{R_{2r};\ R_{2x}\}. \tag{18.1}$$

Condiția de echivalență (18.1) se regăsește în cinematica și cinetostatica tuturor variatoarelor duo, permițînd simplificarea și unificarea calculelor.

Soluțiile mono sînt de construcție simplă, dar, datorită domeniului de reglare redus, se utilizează mai rar. Soluțiile duo necesită elemente intermediare (role, inele sau bile), astfel că transmiterea mișcării are loc prin minim două contacte cu frecare înseriate pe fluxul energetic.

18.2. Variatoare cu roți de fricțiune

Roțile de fricțiune ale variatoarelor cunoscute pînă în prezent derivă din patru corpuri de revoluție (fig. 18.2).

Restricția funcțională a *geometriei variabile* ($i_x = (R_2/R_1)_x = \text{var.}$) limitează combinațiile compatibile ale formelor de bază la cinci perechi distincte [8] (fig. 18.2).

Conform acestui criteriu constructiv, la care se adaugă natura contactului teoretic și structura cinematică a trenului de roți, se pot ordona variatoarele cu roți de fricțiune (fig. 18.3).

Contactul teoretic liniar, în raport cu cel punctiform, prezintă dezavantajul unor alunecări geometrice importante, cu consecințe defavorabile asupra durabilității la uzură. Acest dezavantaj este compensat doar parțial prin creșterea capacității de transmitere.

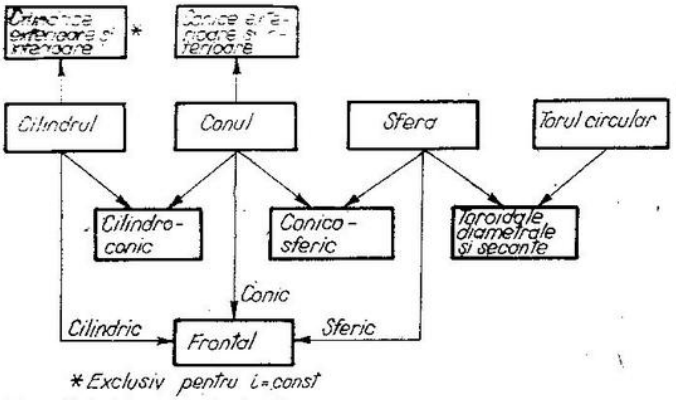


Fig. 18.2. Formele de bază ale elementelor rostogolitoare pentru variatoarele cu roți de fricțiune [8].

Construcții foarte compacte, la puteri mari, se obțin prin utilizarea tracțiunii în regim EHD și divizarea fluxului de energie pe mai multe elemente intermediare dispuse în paralel (alternativă ce implică sincronizarea riguroasă a reglării elementelor intermediare și, eventual, răcirea forțată).

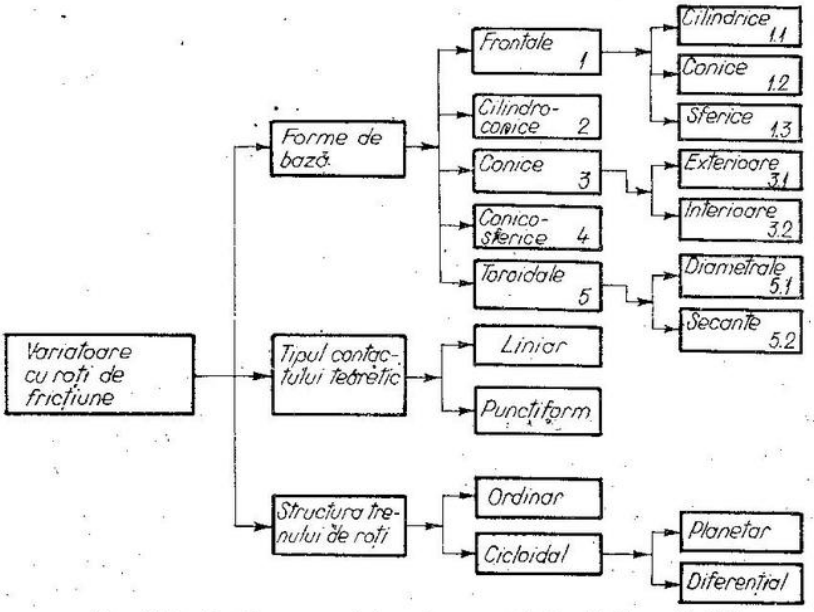


Fig. 18.3. Clasificarea variatoarelor cu roți de fricțiune [7, 14].

18.2.1. Soluții constructive

Variatoare cu trenuri ordinare de roți. Aceste variatoare sînt simple constructiv, robuste și realizează în general domenii de reglare simetrice*, dar cu o finețe de reglare limitată [11].

a. *Variatoarele frontale* au minim un element activ de forma unei roți plane — con degenerat cu semiunghiul la vîrf $\delta = 90°$. Elementul intermediar (rolă cilindrică, biconică sau sferică), în contact forțat cu roata plană, se deplasează, comandat de un mecanism șurub-piuliță, modificînd continuu raportul de transmitere.

La variatoarele frontale cu role cilindrice (fig. 18.4, *a* și *b*), datorită contactului teoretic liniar, nu se poate evita alunecarea geometrică, motiv pentru care sînt recomandate doar la transmisii de putere redusă și rol cinematic. Soluția mono (fig. 18.4, *a*) permite inversarea sensului de rotație la arborele condus. Se preferă însă soluția duo (fig. 18.4, *b*) datorită performanțelor cinematice superioare.

Variatorul frontal duo cu role biconice (FU-Unicum, fig. 18.5, *a*) [29] constituie soluția optimă din punctul de vedere al alunecărilor geometrice. Roata frontală motoare *1* antrenează, prin intermediul rolei biconice *3*, roata frontală condusă *2*. Sistemul automat de apăsare *4*, dispus pe arborele condus, compensează și uzurile apărute în funcționare. Mecanismul de reglare cu șurub-piuliță *5* este prevăzut cu limitatorul de cursă *6*. Cuplarea cu motorul de antrenare se realizează direct (variantă flanșată) sau prin capăt de arbore.

Condiția de minimizare a alunecărilor geometrice impune ca, la $i_x \approx 1$, vîrfurile rolei biconice să coincidă cu axele de rotație ale discurilor frontale (fig. 18.5, *b*, *c*).

Pentru $\delta_r \in [30°; 45°]$ rezultă dependențele suplimentare:

$$R_{1r} = R_{1min} \operatorname{tg} \delta_r (\Delta^{1/2} + 1)\, i_m/(i_m + 1); \quad A = (R_{1r} + R_{2r}) \operatorname{ctg} \delta_r;$$
$$(R_{1r} + R_{2r}) \operatorname{tg} \delta_r - B \cos \delta_r = B_r > 0. \qquad (18.2\ a)$$

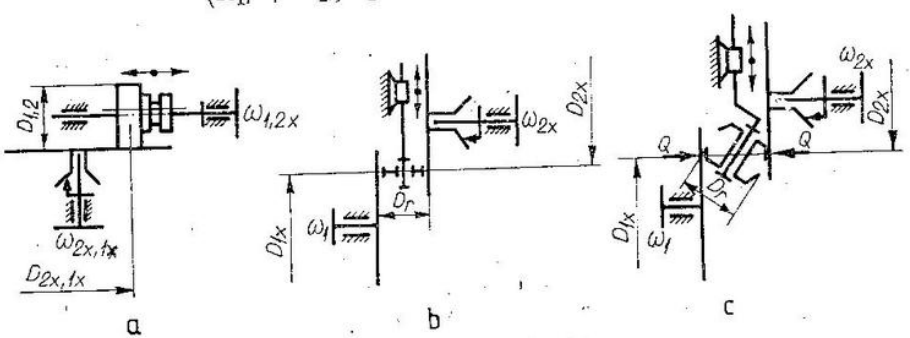


Fig. 18.4. Variatoare frontale:
a — variator frontal mono cu roată cilindrică; *b* — variator frontal duo cu rolă cilindrică; *c* — variator frontal duo cu rolă biconică.

* În cazul variantelor duo.

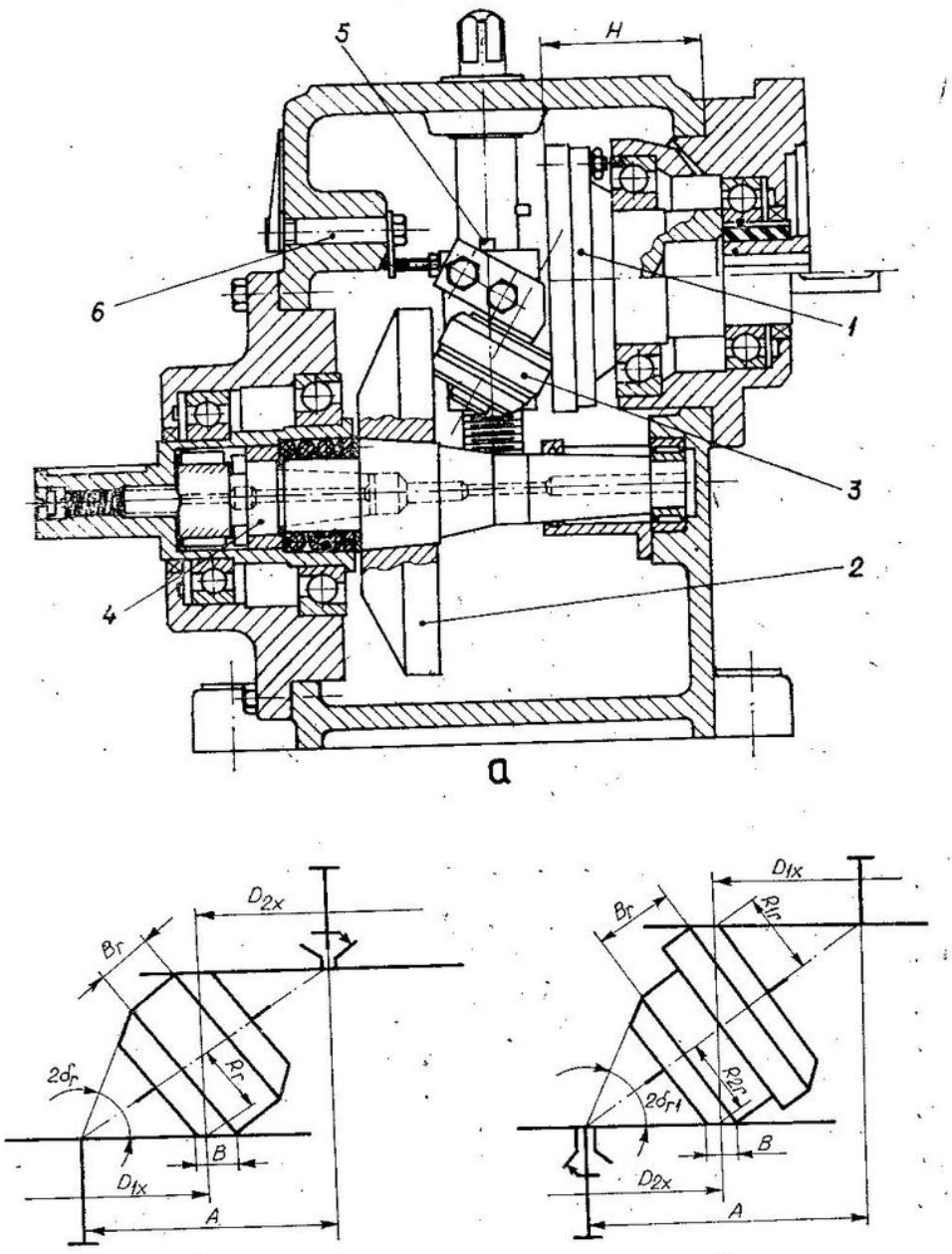


Fig. 18.5. Variator frontal duo cu role biconice (FU-Unicum [29]):

a — schiță de ansamblu; *b* — rolă biconică simplă; *c* — rolă biconică în trepte.

Rola biconică în trepte (fig. 15.5, *c*) asigură asimetria reductoare a reglării ($i_m \leqslant 1{,}25$). Raportul de transmitere și gama de reglare au în acest caz expresiile:

$$i_x = R_{2x}/[R_{1x}(1 - \xi_r)\, i_m]; \quad i_m \approx (R_{2r}/R_{1r}) \in [1{,}0;\ 1{,}25)];$$

$$\Delta \approx R_{1r}R_{2max}/(R_{1max}R_{2r}). \qquad (18.2\ b)$$

Variatorul frontal cu o singură rolă biconică încarcă excentric discurile și solicită intens lagărele, limitînd superior capacitatea de transmitere și durabilitatea ansamblului la:

$$P_1 \in [0{,}11;\ 3{,}7]\ \text{kW}; \quad \omega_1 \approx 150\ \text{rad/s};$$

$$\Delta \in [3;\ 12]; \quad i_m \leqslant 1{,}25; \quad \eta_v \approx 0{,}9.$$

La variatorul frontal cu patru role biconice (FU-Unicum; fig. 18.6), acțiunile și reacțiunile dintre roțile frontale și role se echilibrează reciproc, lagărele fiind descărcate. Prin angrenajele z_1 și z_2 roata frontală motoare *1* antrenează două roți frontale intermediare, *1'* și *1''*, divizînd sarcina pe rolele biconice *3*. Rolele biconice *3'* au rolul de sumator și antrenează roata frontală condusă *2*. Sistemul automat de apăsare *4*, cu compensarea continuă a uzurii, este de asemenea plasat pe arborele condus. Cele două mecanisme de reglare cu șurub-piuliță *5* și *5'* sînt sincronizate printr-o pereche de roți dințate și au cursele limitate de limitatorul *6*.

Complexitatea constructivă sporită este compensată în acest caz de creșterea substanțială a capacității de transmitere:

$$P_1 \in [2{,}9;\ 103]\ \text{kW}; \quad \omega_1 \approx 150\ \text{rad/s};$$

$$\Delta \in [2;\ 8{,}5]; \quad \eta_v \approx 0{,}9; \quad m_v/P_1 \in [72{,}7;\ 15{,}5]\ \text{kg/kW}.$$

Variatorul frontal cu bile (Graham KS-PIV; fig. 18.7, *a* [26]) și contact teoretic punctiform asigură reglarea continuă de la zero pînă la 1,2 ori viteza unghiulară de intrare. Discurile frontale motor *1* și condus *2* se află în contact forțat cu n_s bile ghidate printr-o colivie circulară *3*. Colivia cu bile se rotește liber în cadrul rigid *4*, deplasat transversal prin mecanismul de reglare cu șurub-piuliță *5*. Sistemul de apăsare permanentă cu arc disc *6*, rezemat pe carcasă, acționează, prin rulmentul axial *7*, asupra roții frontale conduse. Legătura prin frecare dintre arborele și roata frontală condusă este realizată cu ajutorul discului elastic plan *8*. Această soluție asigură concomitent închiderea elastică a lanțului dimensional și protecția variatorului la suprasarcini (cuplaj compensator și limitator de moment).

Pentru orice poziție de reglare bilele se rostogolesc fără alunecare pe suprafețele active ale discurilor frontale, descriind traiectorii cicloide ce nu se suprapun [17] (fig. 18.7, *b*). În consecință, pericolul imprimării urmelor de contact este exclus, chiar la funcționarea de durată cu $i_x = \text{const}$.

Dimensiunile bilelor, discurilor și coliviei sînt intercondiționate (fig. 18.7, *c*):

$$n_s \in [8;\ 12]\ \text{bile}; \quad D_m \approx 4{,}75 d_b; \quad e \approx 0{,}421 D_m;$$

$$a_x/e \in [0;\ 0{,}545]; \quad D_2 \geqslant D_m + 2e; \quad D_1 \geqslant 2(D_m/2 + a_{max}). \qquad (18.3\ a)$$

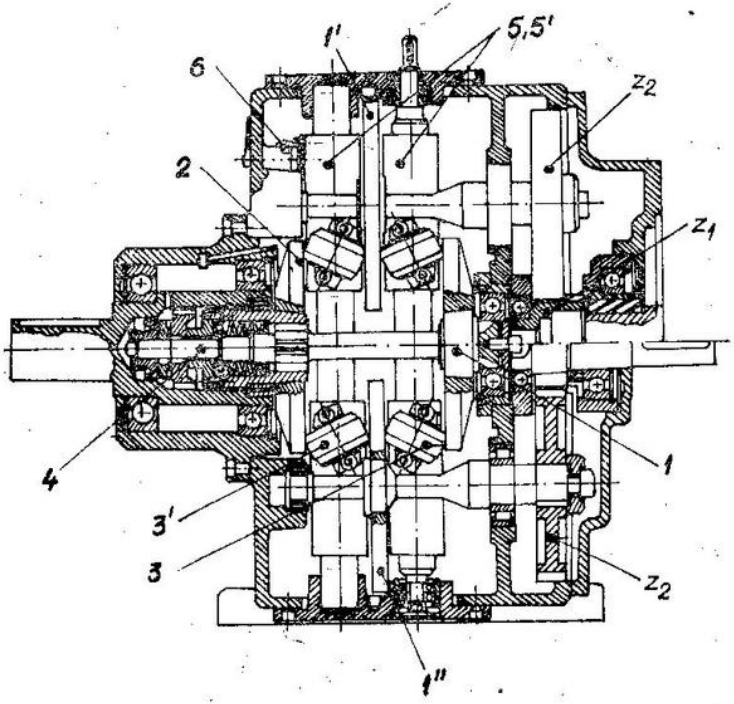


Fig. 18.6. Variator frontal cu patru role biconice (FU-Unicum [29]).

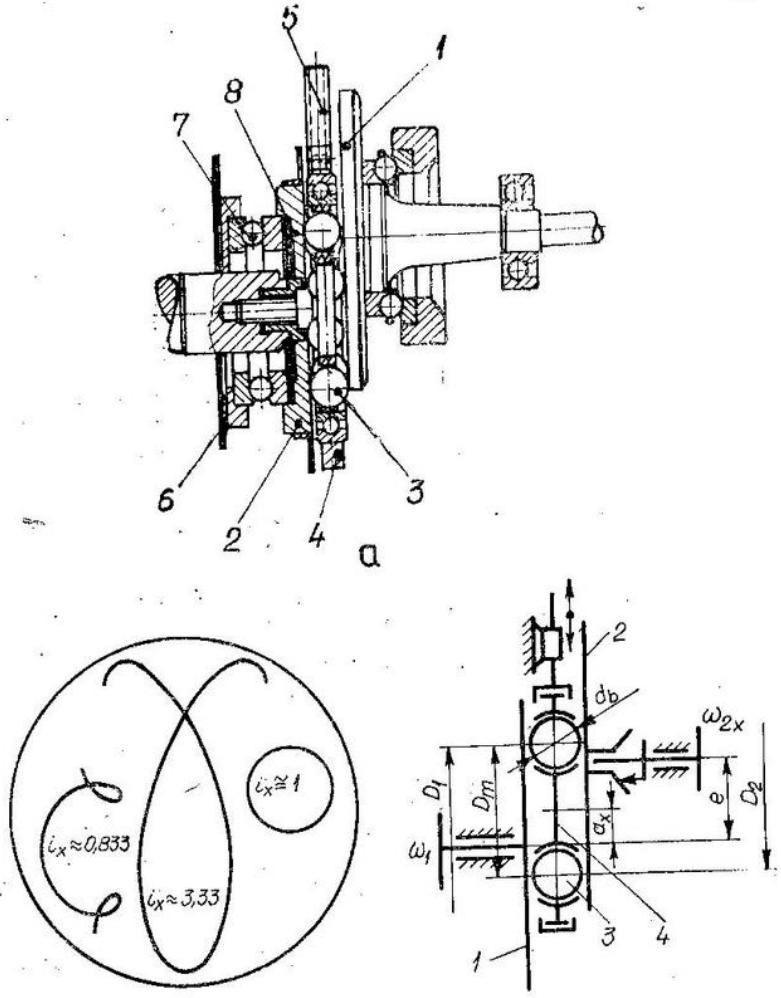


Fig. 18.7. Variator frontal cu bile (KS-PIV [26]).

Raportul de transmitere și domeniul de reglare au expresiile:

$$i_x = (e/a_x) - 1; \quad \Delta = i_{max}/i_{min}, \tag{18.3 b}$$

iar performanțele variatorului sînt cuprinse între limitele:

$$P_1 \in [0{,}25 ; 3] \text{ kW}; \quad \omega_1 \approx 300 \text{ rad/s}; \quad \Delta \in [10 ; \infty);$$

$$m_v/P_1 \in [48 ; 22] \text{ kg/kW}.$$

b. *Variatoarele cilindro-conice* mono și duo sînt puțin răspîndite datorită gabaritului transversal nerațional la domenii de reglare relativ reduse. Constau din unul sau doi tamburi conici *1* și *2* cu generatoarele paralele aflate în contact forțat cu un element intermediar — rolă *3* sau inel cilindric *3'* — (fig. 18.8).

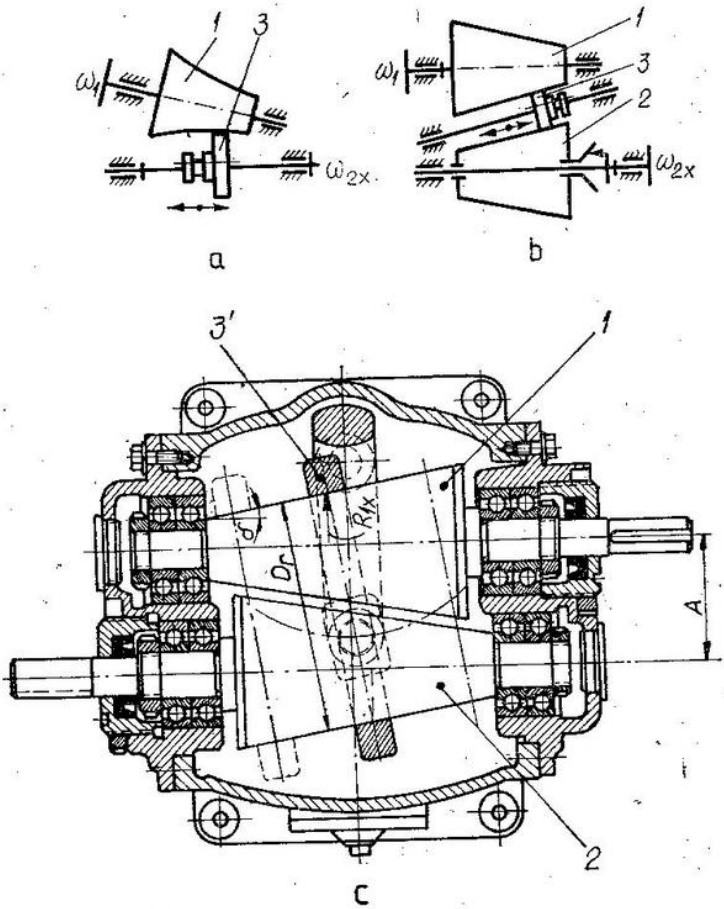


Fig. 18.8. Variatoare cilindro-conice.

Variatorul duo cu tamburi conici și inel cilindric rigid (RC-A, Shimpo [31]) prezintă interes datorită apăsării automate. Funcție de distanța dinte axe A și diametrul interior al inelului D_r raportul de transmitere momentan are expresia [14] (fig. 18.8, *c*).

$$i_x = (D_r \cos \delta - A)/R_{1x} - 1, \tag{18.3}$$

dacă $\delta = \delta_{1,2} \leqslant 12{,}5°$ și $A \geqslant 1{,}12(R_{max} + R_{min})$. Performanțele globale ale familiei RC-A sînt: $P_1 \in [0{,}1;\ 2{,}2]$ kW; $\omega_1 \approx 150$ rad/s; $\Delta \leqslant 4$; $m_v/P_1 \in \in [100;\ 45]$ kg/kW.

c. *Variatoarele conice* constituie o categorie constructivă frecvent întîlnită. În cele ce urmează se prezintă unele dintre cele mai reprezentative soluții.

Variatorul mono cu discuri conice și asimetrie reductoare (Webo [35]; Knödler [36]; Stöber [27]; Shimpo [31]; Varvel [37]; Univar H [24]) se utilizează pentru acționări de mică putere:

$$P_1 \in [0{,}18;\ 5{,}5] \text{ kW}; \quad \omega_1 \in [150;\ 300] \text{ rad/s}; \quad \Delta = 5; \quad i_m \leqslant 1{,}8;$$

$$m_v/P_1 \in [1{,}25;\ 25] \text{ kg/kW}.$$

La variatoarele mono Webo și Stöber discul conic din oțel *1* (fig. 18.9, *a* și *b*) cuplat direct cu arborele motorului electric, antrenează discul din material nemetalic de fricțiune *2*. Sistemul automat de apăsare *4*, cu camă elicoidală și arc elicoidal cilindric de amorsare, este plasat pe arborele condus (funcționare optimă la $M_2 = \text{const}$ în regim uscat). Reglarea variatorului se obține prin culisarea discului conic și, implicit, a motorului cu ajutorul unui mecanism cremalieră-roată dințată *3*.

Pentru semiunghiurile conurilor conjugate $\delta_1 \geqslant 75°$ și $\delta_2 \leqslant 90°$ și condiția de neintersecție a discurilor (fig. 18.9, *b*),

$$R_{1max}/\sin \delta_1 \leqslant 2R_2 - 0{,}5B, \tag{18.4 a}$$

rezultă limita superioară a raportului de transmitere și cursa mecanismului de reglare:

$$i_{max} = R_2/R_{1min} > 0{,}5(1/\sin \delta_1 + 0{,}5B/R_{1max});$$

$$s = (R_{1max} - R_{1min})/\sin \delta_1. \tag{18.4 b}$$

Prin inserierea a două variatoare mono cu discuri conice antisimetrice se obține soluția duo (Stöber [27] — fig. 18.9, *c*). Astfel arborele motor și cel condus devin coaxiali iar domeniul de reglare și asimetria reductoare se mărește: $\Delta \approx 10$; $i_m = 2{,}25$.

O altă construcție a variatorului mono cu discuri conice rezolvă diferit problema reglării (Ströter [28]). Discul conic motor *1*, lăgăruit în carcasă, se cuplează direct cu motorul electric flanșat *3* sau prin cap de arbore *3'*. Discul condus *2*, susținut de brațul basculant *4*, transmite mișcarea angrenajului cilindric reductor $z_{1,2}$. Sistemul de apăsare *5*, amplasat pe arborele discului

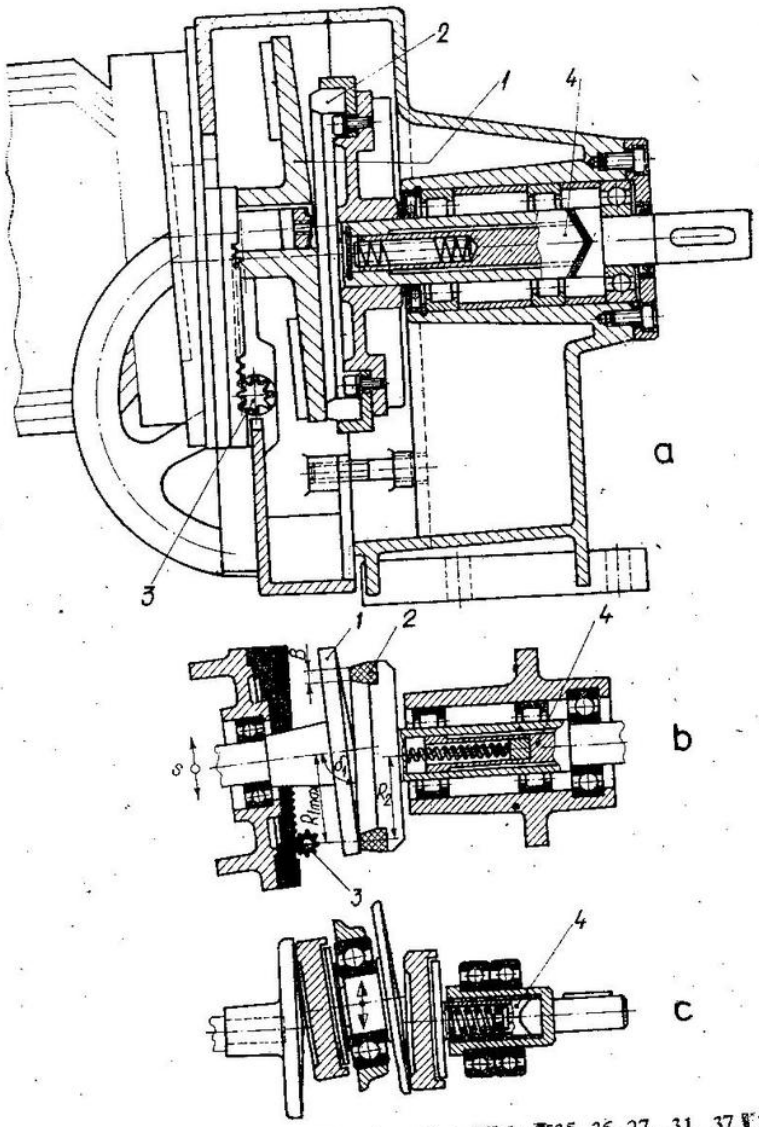


Fig. 18.9. Variatoare cu discuri conice (Webo [35, 36, 27, 31, 37, 24]):
a și *b* — variator mono cu discuri conice; *c* — variator duo cu discuri conice.

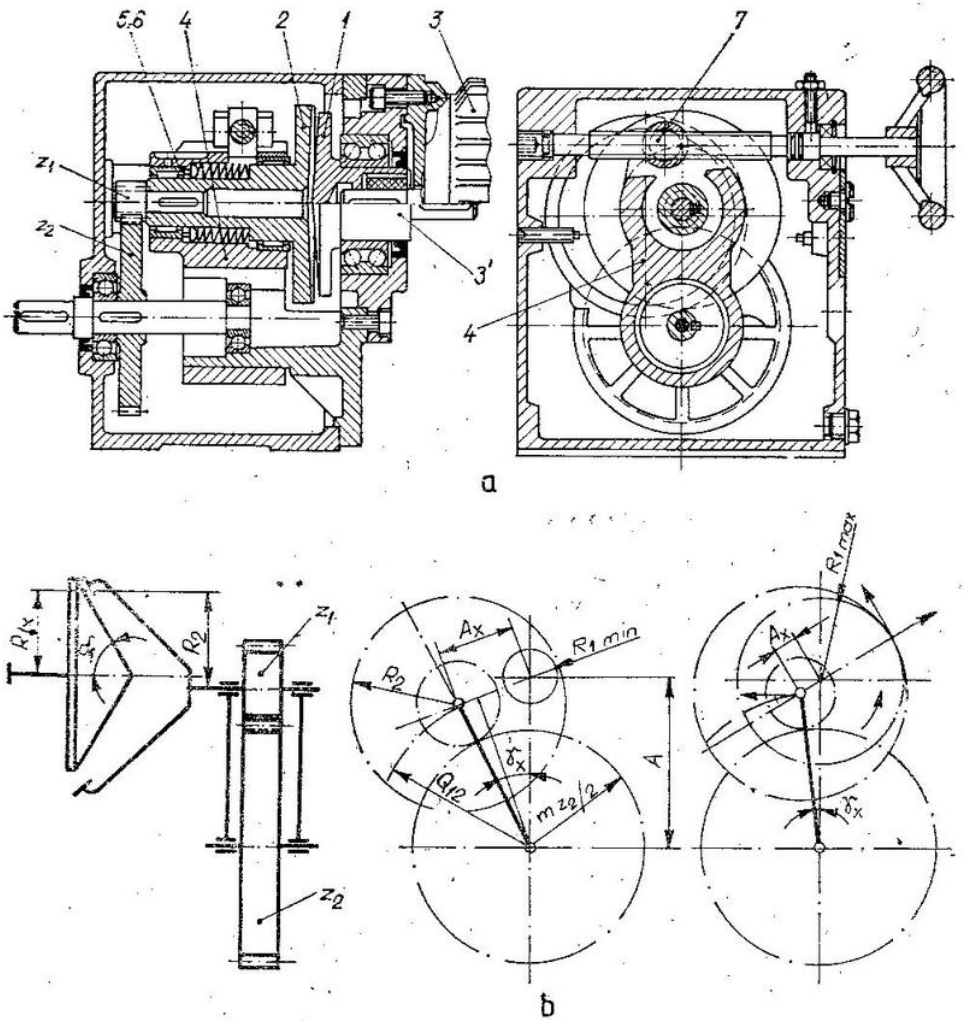


Fig. 18.10. Variator mono cu discuri conice (Ströter [28]):
a — schiță constructivă; *b* — schema cinematică.

condus, constă dintr-un grup în serie de arcuri disc *6*. Sistemul de reglare *7*, alcătuit dintr-un mecanism șurub-piuliță, comandă basculareа brațului *4*, modificînd raportul de transmitere i_x (fig. 18.10, *a*).

Pentru semiunghiul conurilor conjugate $\delta_{1,2} \leqslant 60°$ și distanța A dintre axele arborilor de intrare și ieșire, conform notațiilor din fig. 18.10, *b*, rezultă unghiul de basculare (reglare) funcție de i_x [14]:

$$\gamma_x = \arcsin\{[A^2 - (a_{12}^2 + A_x^2)]/(2a_{12}A_x)\};$$

$$a_{12} = 0{,}5m(z_1 + z_2); \quad A_x = R_2 - R_{1x} \approx R_{1x}(i_x - 1); \quad i_x \approx R_2/R_{1x}. \qquad (18.5)$$

Dacă $A^2 \lessgtr d_{12}^2 - A_{m.n.max}^2$, atunci unghiul variabil γ_2 nu-și schimbă semnul.

Angrenajul reductor $z_{1,2}$ poate realiza rapoartele de transmitere $i_r \in [1,5\,;\,10]$. În acest mod, asimetria de reglare a ansamblului crește, obținîndu-se performanțe superioare în raport cu variantele anterioare: $P_1 \in [0,2\,;\,3,5]$ kW; $\omega_1 \approx 300$ rad/s; $\Delta = 10$; $i_m = 2,25$; $m_v/P_1 \in [22,5\,;\,25,75]$ kg/kW; $i_{nm} = i_n \cdot i_m \in [3,5\,;\,22,5]$.

Variatorul duo simetric cu discuri conice și inel intermediar rigid (Heynau [22]) reprezintă una dintre cele mai compacte soluții conice cu funcționarea în regim de tracțiune elastohidrodinamic (EHD). Roțile motoare *1* (fig. 18.11, *a*) și condusă *2*, de forma unor discuri conice, se află în contact forțat pe suprafețele active cu inelul rigid *3*. O pereche de discuri conice, în diagonală (diametral opuse), sînt fixate axial în carcasă. A doua pereche, legată prin bieletele *4*, culisează axial și este comandată cu mecanismul de reglare pinion-cremalieră *5*. Se obține astfel modificarea poziției relative dintre discuri și inel pe diferite raze de contact. Piulița de reglare *6* asigură apăsarea inițială pentru amorsarea mișcării în gol. Funcție de intensitatea cuplului rezistent, apăsarea se adaptează automat prin efectul de împănare datorat deformațiilor elastice ale elementelor active.

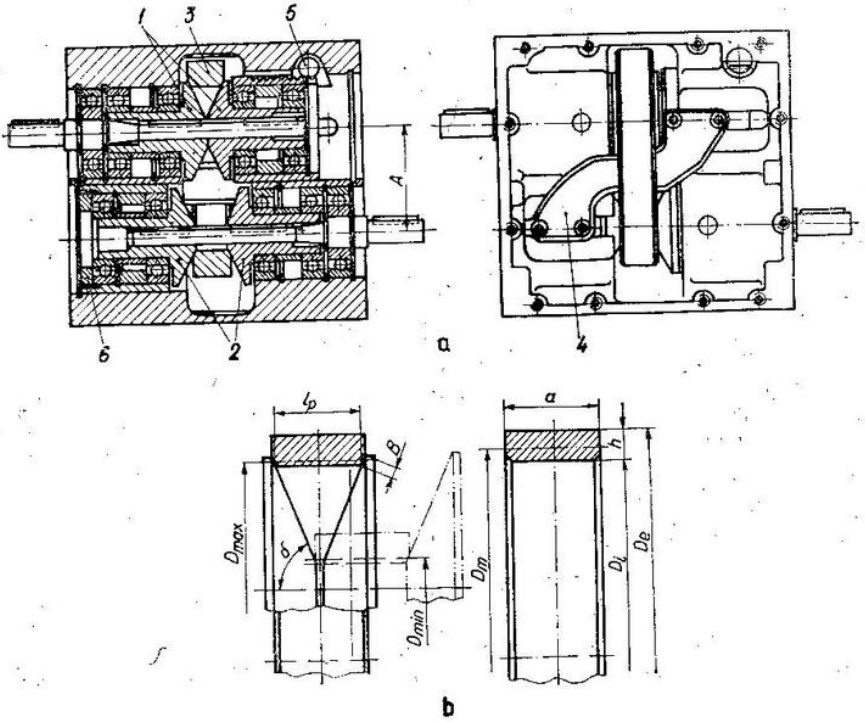


Fig. 18.11. Variator cu discuri conice și inel rigid (Heynau [22]):

a — schița construcțivă; *b* — elemente geometrice.

Extensia domeniului de reglare Δ și semiunghiul conurilor de rostogolire $\delta_{1,2} \leqslant 65°$ condiționează geometria variatorului (fig. 18.11, *b*) [14]:

$$R_{max}/R_{min} = \Delta^{1/2}; \quad l_p \geqslant 2R_{min}(\Delta^{1/2} - 1) \operatorname{ctg} \delta;$$

$$A \in [1{,}12;\ 1{,}25]\,(\Delta^{1/2} + 1)R_{min}; \quad B = \Psi_R R_{min}/\sin\delta = (a - l_p)/\sin\delta. \qquad (18.6)$$

Acest variator realizează următoarele performanțe:

$$P_1 \in [0{,}12;\ 4]\ \text{kW}; \quad \omega_1 = 150\ \text{rad/s}; \quad \Delta \in [6;\ 9]; \quad i_m = 1;$$

$$m_v/P_1 \in [52{,}5;\ 9{,}25]\ \text{kg/kW}.$$

Variatorul duo cu discuri și elemente intermediare conice (Kopp K — Allspeeds Limited [33]) divizează interior fluxul de energie pe un grup de role biconice, rezultînd reduceri importante ale gabaritului. Suprafețele active ale discurilor motor *1* (fig. 18.12, *a*) și condus *2*, cu conicități identice, sînt în contact forțat cu generatoarele opuse și paralele ale roților biconice intermediare *3*. Suporții inelari ai grupului de role intermediare, ghidați pe arborele condus și pe corpul lagărului motor, sînt deplasați axial de mecanismul de reglare pinion-cremalieră *4*. În acest mod se modifică în opoziție razele de contact ale rolelor intermediare și, implicit, raportul de transmitere. Controlul automat al apăsării se obține prin perechea de came elicoidale frontale *5* și *6*, amplasate pe discul motor și pe cel condus, asigurînd funcționarea la $M_2 =$ = const sau $P_2 =$ const.

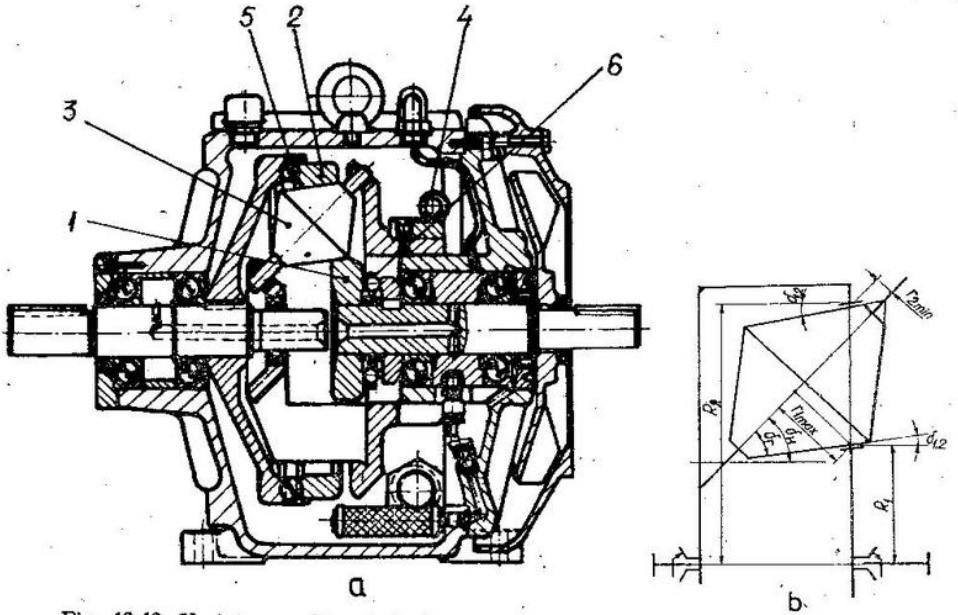


Fig. 18.12. Variator cu discuri și elemente intermediare conice (Kopp-K [33]):
a — schița constructivă; *b* — geometria variatorului.

Funcție de condițiile acceptate inițial (fig. 18.12, *b*),

$$\delta_H = \delta_r \div \delta_{12} = 45°; \quad \delta_r = 37{,}5°;$$
$$r_{1\,max;\,min} = r_{2\,max,\,min}; \quad R_2/R_1 = i_m, \tag{18.7 a}$$

geometria variatorului se stabilește pe baza următoarelor relații:

$$R_2 - R_1 = (r_{max} + r_{min})/\cos\delta_H; \quad r_{max}/r_{min} = \Delta^{1/2};$$
$$r_{max;\,min} = R_1 \cos\delta_H (i_m - 1)/(\Delta^{\mp 1/2} + 1). \tag{18.7 b}$$

Numărul elementelor intermediare ($n_s \geqslant 3$) trebuie să verifice condiția de vecinătate:

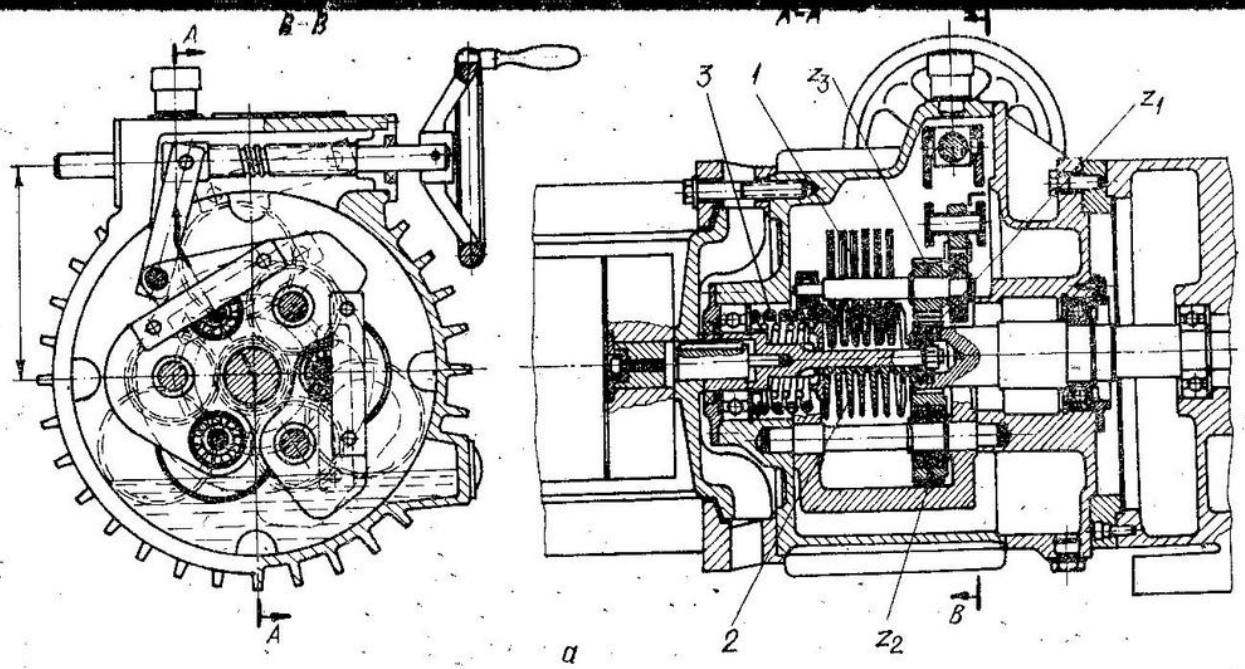
$$[R_1 + (r_{max}/\cos\delta_H)] \cos(180/n_s) < r_{max}. \tag{18.7 c}$$

Variatorul Kopp K realizează următoarele performanțe: $P_1 \in [7{,}5; 35]$ kW; $\omega_1 \approx 150$ rad/s; $\Delta = 12$; $i_m = 2$; $\eta_v \in [0{,}8; 0{,}85]$; $m_v/P_1 \in [9{,}5; 8]$ kg/kW.

Variatorul conic multidisc (SM-Beier [20]) realizează, printr-un artificiu constructiv, cel mai înalt nivel de divizare a fluxului de energie. Elementul motor *1* (fig. 18.13), alcătuit din trei grupuri de discuri conice cu diametrul variabil, transmite mișcarea elementului condus *2* cu diametru constant. Fiecare grup motor, alcătuit din 3—12 discuri, asigură nu număr dublu de contacte forțate cu conjugatele conduse. În acest mod, fluxul de energie se divide pe $3 \times 2 \times (3 \ldots 12)$ circuite în paralel. Fiecare grup motor este antrenat de arborele motor printr-un tren ordinar format din trei roți dințate cilindrice z_1, z_2 și z_3. Semiunghiul conurilor conjugate are valoarea $\delta_{1,2} \approx 87{,}5°$ ceea ce conduce la grosimi foarte reduse pentru discurile conice [14]. Reglarea variatorului implică bascularea grupurilor motoare în jurul axei roții dințate intermediare z_2 cu ajutorul unui mecanism cu bare articulate. Sincronizarea reglării, condiție obligatorie pentru a se evita apariția buclelor disipative, impune restricții severe în ceea ce privește precizia dimensională a mecanismului cu bare articulate. Sistemul de apăsare, format dintr-o camă frontală și un arc elicoidal cilindric de compresiune *3*, este amplasat pe arborele condus.

Performanțele variatorului SM-Beier sînt: $P_1 \in [0{,}75; 150]$ kW; $\omega_1 \in \{150; 100; 75\}$ rad/s; $\Delta = 4$; $i_m \in [2{,}5; 1{,}5]$; $\eta_v \in [0{,}8; 0{,}9]$; $m_v/P_1 \in [68; 12{,}75]$ kg/kW. Pentru puteri $P_1 \geqslant 30$ kW este necesară răcirea forțată a uleiului.

d. *Variatoarele conico-sferice* sînt caracterizate prin contactul teoretic punctiform între elementele conjugate, ceea ce implică o lubrifiație corespunzătoare pentru a se obține tracțiunea în regim EHD.



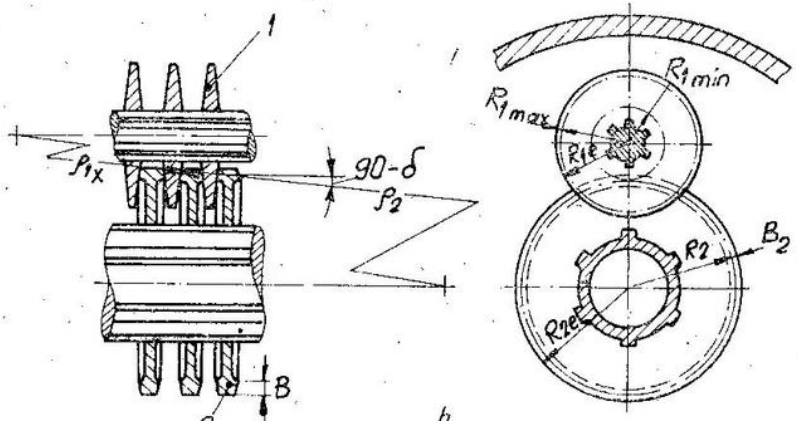


Fig. 18.13. Variator conic multidisc (M-Beier [20]).

La variatorul Minidrive (Heynau [23]) transmiterea mișcării este realizată de o bilă cu axă liberă de rotație *3* (fig. 18.14, *a*), culisantă între două discuri conice interior, *1* și *2*, cu axele decalate și generatoarele opuse paralele. Tamponul din teflon *4*, comandat printr-un cap micrometric *5*, acționează unilateral asupra bilei, permițînd reglarea variatorului. Piulița de reglare *6* asigură tensionarea inițială necesară amorsării mișcării. În sarcină, apăsarea se modifică automat, funcție de cuplul rezistent, prin efectul de împănare între bilă și discurile conice.

Geometria variatorului duo simetric se definește prin următoarele relații (fig. 18.14, *b*) [11]:

$$R_{min} = \varkappa_R r_b \cos\delta; \quad R_{max} = R_{min}\Delta^{1/2};$$
$$A = R_{max} - (2r_b \cos\delta - R_{min}), \tag{18.8}$$

unde: $\varkappa_R \in [1{,}05;\ 1{,}1]$; $\delta \in [60°;\ 75°]$.

Variatorul este destinat acționărilor de putere foarte redusă: $P_1 \in [90;\ 180]$ W; $\omega_1 = 150$ rad/s; $\Delta = 9$; $i_m = 1$; $m_v/P_1 \approx 23{,}25$ kg/kW; funcția de transfer hibridă.

Variatorul cu bile Kopp B (Allspeeds Limited [32]) realizează transmiterea mișcării între două discuri conice exterior, *1* și *2*, prin $n_s \in [3;\ 6]$ bile, *3*, cu axele de rotație impuse și reținute radial de inelul rigid *4*. Axele bilelor au lagărele ghidate de canale circulare practicate pe capacele frontale ale carcasei. Roata melcată a mecanismului de reglare *7*, prevăzută pe disc

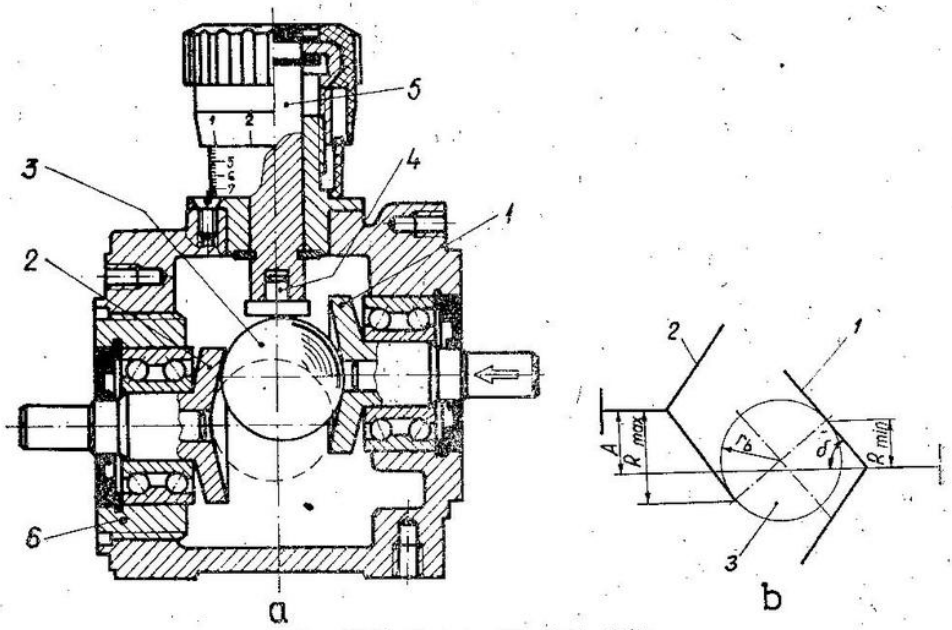


Fig. 18.14. Variator Minidrive [23]:
a — schița constructivă; *b* — geometria variatorului.

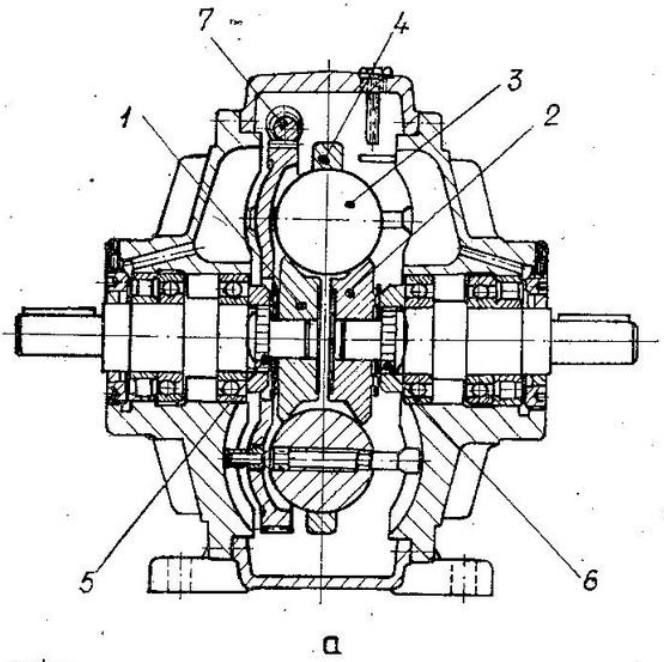
cu n_s canale spirale, rotește, într-un plan diametral, axele bilelor cu unghiul $\gamma_x \in [0; \pm 45°]$, modificînd continuu razele de contact. Apăsarea dintre discuri și bile este generată automat de două perechi de came elicoidale frontale, *5* și *6*, amplasate pe arborele motor și condus, ceea ce face posibilă funcționarea cu $P_2 = \text{const}$ sau $M_2 = \text{const}$ (fig. 18.15, *a*).

Pentru semiunghiul conurilor exterioare $\delta = 45°$, razele momentane de contact iau valorile:

$$r_{1;2\,x} = r_b \cos(\delta \pm \gamma_x); \quad R = \varkappa_R r_b; \quad \varkappa_R = 1{,}5, \tag{18.9 a}$$

funcție de valoarea unghiului de reglare (fig. 18.15, *b*)

$$\gamma_x = \operatorname{arctg}\{(1 - i_x)/[(1 + i_x)\operatorname{tg}\delta]\}; \quad i_x \approx r_{2x}/r_{1x}. \tag{18.9 b}$$



a

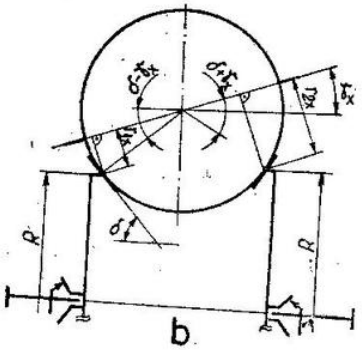


Fig. 18.15. Variator cu bile (Kopp B [32]):
a — schița constructivă; *b* — cinematica variatorului.

Performanțele acestui variator sînt: $P_1 \in [0{,}13;\ 11{,}5]$ kW; $\omega_1 \approx 150$ rad/s; $\Delta = 9$; $i_m = 1$; $\eta_v \in [0{,}85;\ 0{,}9]$; $L_h \leqslant 30 \cdot 10^3$ h; $m_v/P_1 \in [100;\ 16]$ kg/kW.

e. *Variatoarele toroidale* pot fi diametrale (fig. 18.16, *a* și *b*) sau secante (fig. 18.16 *c*, *d*, *e* și *f*), dependent de poziția relativă a rolei intermediare în raport cu cercul generator al suprafeței toroidale.

Prima alternativă complică mecanismul de reglare, dar realizează domenii de reglare mari, la gabarite reduse.

Variatorul toroidal secant (SR Arter [34]), asigură condiția de rostogolire pură întrucît, pentru orice poziție de reglare, punctele de contact se află pe conuri concurente cu vîrfurile confundate aproximativ cu axa de rotație (fig. 18.17, *b*).

Mișcarea se transmite de la roata toroidală motoare *1* (fig. 18.17, *a*) la cea condusă *2* prin două role intermediare pivotante *3*. Reglarea variatorului se obține cu un mecanism șurub-piuliță *5*, care comandă, prin levierele *4*, pivotarea rolelor intermediare pe diferite raze de contact. Ansamblul rolelor intermediare, cu lagăre radial-axiale sferice *7*, este cuprins într-un suport inelar *6* și poate culisa normal pe axa centrală. Mobilitatea suplimentară astfel obținută permite divizarea fluxului de energie fără bucle disipative. Sistemul automat de apăsare cu camă elicoidală frontală și arc de amorsare *8* acționează asupra roții motoare. Efortul axial de apăsare se transmite, de la roți, carcasei prin rulmenți axiali.

Minimizarea alunecărilor geometrice impune următoarele corelații (fig. 18.17, *b*):

$$H = k_H R_{1\,max};\quad R = k_R R_{1\,max};\quad B = k_B R_{1\,max};\quad r_r = k_r R_{1\,max};$$

$$k_H \geqslant 1{,}25;\quad k_R \in [0{,}85;\ 1{,}0];\quad k_B \in [0{,}1;\ 0{,}14];\quad k_r \in [0{,}65;\ 0{,}75]. \qquad (18.19\ a)$$

Relațiile menționate corespund soluției duo simetrice cînd:

$$R_{1\,max;\,min} = R_{2\,max,\,min};\qquad \cos\delta_1 = (H - R_{1\,min})/R = (2k_H\Delta^{1/2} - 1)/(2k_R\Delta^{1/2});$$

$$\cos\delta_R = r_r/R = k_r/k_R. \qquad (18.19\ b)$$

Performanțele variatoarelor SR sînt: $P_2 \in [0{,}15;\ 7{,}5]$ kW; $\omega_1 = 150$ rad/s; $\Delta \in [10;\ 7]$; $i_m \in [1{,}6;\ 1{,}475]$; $\eta_v \approx 0{,}9$.

Toate variatoarele cu roți de fricțiune descrise sînt tipizate în execuție individuală și ca grup motor-variator sau motor-variator-reductor.

Modularizarea componentelor permite fixarea pe fundație în diferite poziții, respectiv comanda locală sau de la distanță.

Reductoarele alcătuite din trenuri de roți cilindrice, conico-cilindrice sau melcate cu 1—4 trepte, cresc nivelul de asimetrie pînă la $i_m \leqslant 100$.

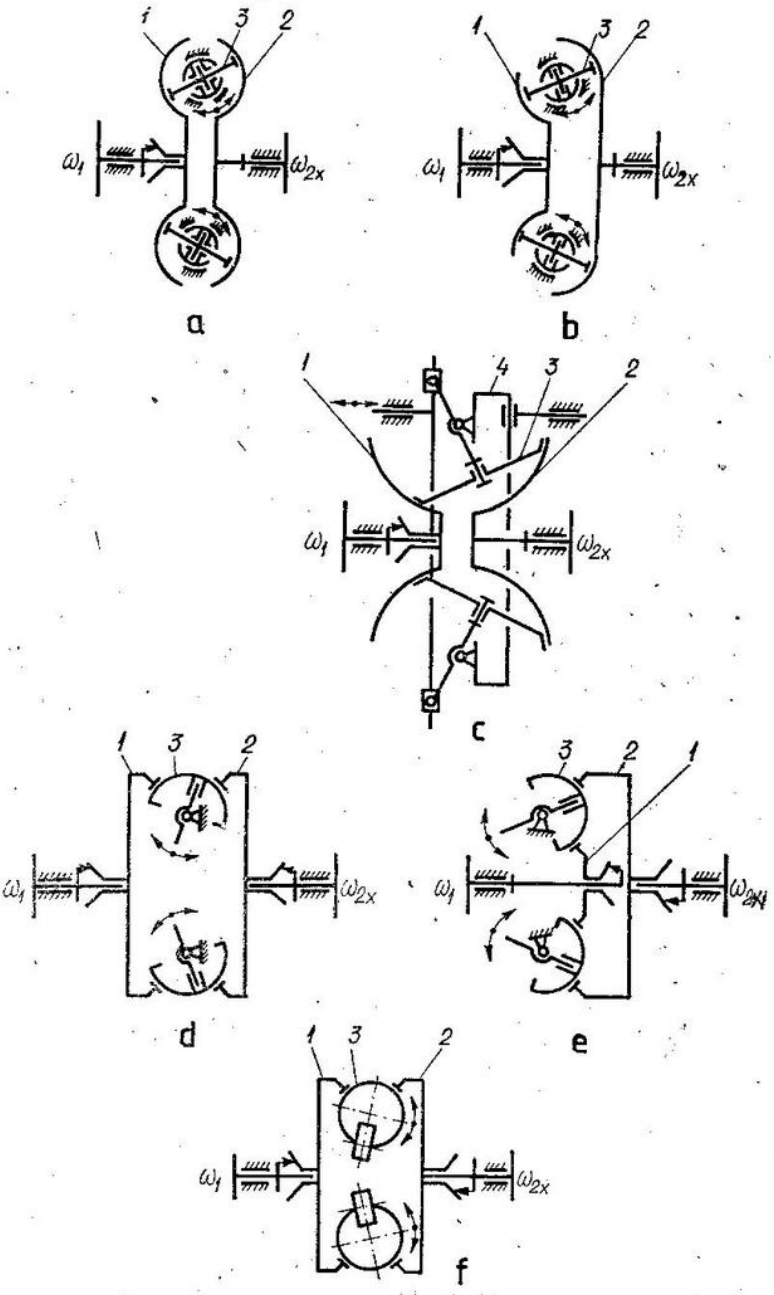
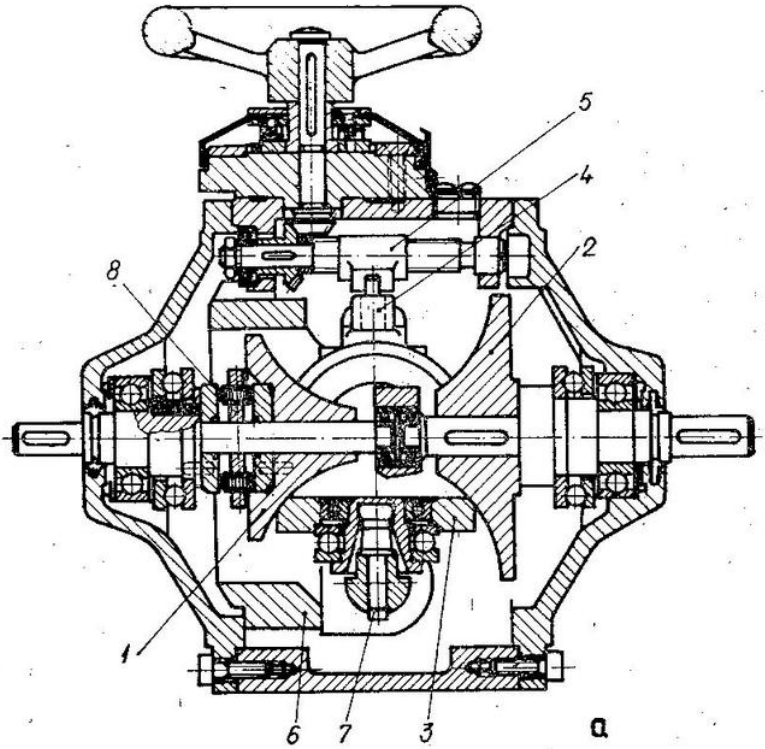


Fig. 18.16. Variante de variatoare toroidale:

a și *b* — variatoare toroidale diametrale; *c*, *d*, *e* și *f* — variatoare toroidale secante;



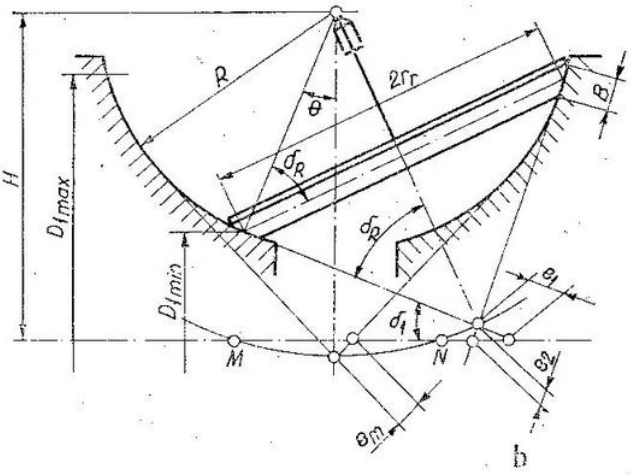


Fig. 18.17. Variator toroidal secant (Arter [34]):

a — schița constructivă; *b* — geometria variatorului.

Variatoare cu trenuri cicloidale de roți. Aceste variatoare permit creșterea domeniului de reglare și/sau a asimetriei reductoare fără implicații defavorabile asupra randamentului, capacității de tracțiune și stabilității funcției de transmitere. Divizarea fluxului de energie pe mai mulți sateliți conduce la soluții compacte, care se adaptează optimal cu forma motoarelor electrice rotative. În majoritatea cazurilor, aceste variatoare sînt alcătuite din roți conice și sferice, iar din punct de vedere structural aparțin grupelor 2 K-H și 3 K (conform clasificării Kudriavțev [14]).

Pentru o poziție curentă de reglare a variatorului cinematica și cinetostatica sa devin identice cu cele ale trenurilor cicloidale de roți dințate. În consecință, metodele de analiză și sinteză ale trenurilor cicloidale se conservă și pentru această clasă de variatoare [11].

Fără excepții elementele active sînt executate din oțeluri aliate de cementare și călire, funcționînd în regim de tracțiune EHD.

Variatorul planetar mono SCM-C (Shimpo [31]), alcătuit din roți de fricțiune conice, aparține grupei 2K-H. Arborele motor *1* (fig. 18.18, *a*) antrenează roata centrală *a*, care transmite mișcarea brațului portsatelit *H* prin intermediul sateliților dubli *g* și *f*, care se rostogolesc pe roata centrală fixă *b*. Brațul portsatelit *H* este cuplat cu arborele antrenat *2* prin intermediul camei elicoidale *3*, care condiționează automatismul apăsării. Arcul elicoidal cilindric *4* din butucul roții centrale *a* amorsează funcționarea în gol. Reglarea variatorului se realizează prin deplasarea axială a roții centrale *b* printr-un mecanism angrenaj elicoidal-pinion-cremalieră.

Unghiul dintre axele de rotație ale sateliților dubli și axa centrală este limitat la domeniul $\delta_H \in [35°;\ 45°]$ (fig. 18.18, *b*). Din relația evidentă

$$\delta_H = \delta_f = \delta_a + \delta_g, \qquad (18.20\ a)$$

la care se asociază condiția de minimizare a alunecărilor geometrice,

$$\operatorname{ctg} \delta_a = \operatorname{ctg} \delta_H + r_g/(R_a \sin \delta_H);$$

$$r_g/R_a = \sin \delta_g/\sin \delta_a \in [1{,}12;\ 1{,}25], \qquad (18.20\ b)$$

rezultă unghiurile caracteristice și dimensiunile elementelor active:

$$r_{fm} = 0{,}5r_g(1 + 0{,}5\psi_R \sin \delta_g);\quad \psi_R = B/r_g; \qquad (18.20\ c)$$

$$R_b^{\prime\prime} = R_a + (r_g + r_{fm})/\cos \delta_H.$$

Raportul momentan de transmitere, domeniul și, respectiv, cursa de reglare a roții centrale *b* au expresiile:

$$i_x = (i_{aH}^b)_x = 1 - (i_{ab}^H)_x = 1 + R_b r_g/(r_{fx} R_a);$$

$$\Delta = (i_{ab}^H)_{max}/(i_{ab}^H)_{min} < r_{f\,max}/r_{f\,min};\quad s \approx r_{fm}/\sin \delta_H. \qquad (18.20\ d)$$

Performanțele variatoarelor SCM-C relevă în acest caz o simetrie reductoare foarte mare: $P_1 \in [0{,}1;\ 15]$ kW; $\omega_1 = 150$ rad/s; $\Delta = 4$; $i_m \approx 8$; $m_v/P_1 \in [200;\ 23{,}3]$ kg/kW.

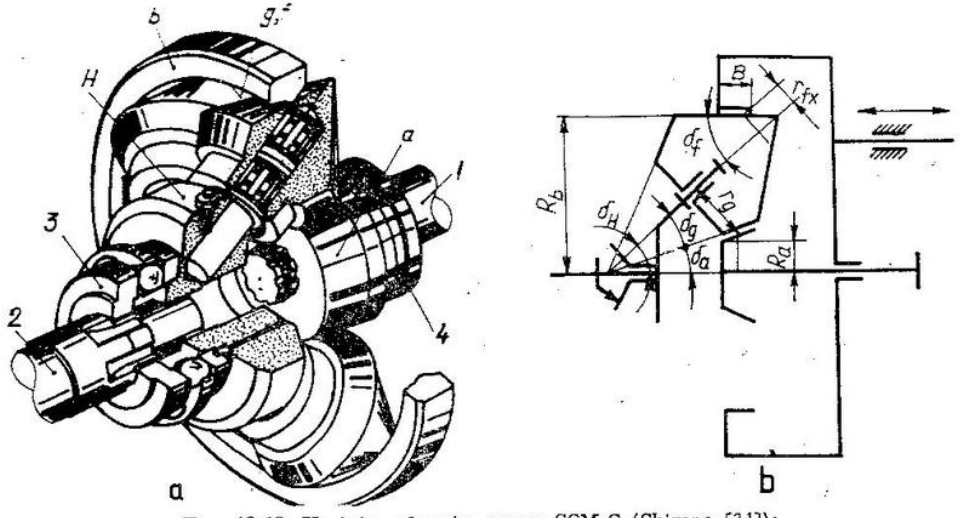


Fig. 18.18. Variator planetar mono SCM-C (Shimpo [31]):
a — schița constructivă; *b* — schema cinematică.

Variatorul duo planetar Disco (Lenze [21]) se aseamănă structural cu exemplul precedent. Arborele motor *1* (fig. 18.19, *a*) antrenează roata centrală *a*, transmițînd mișcarea brațului portsatelit *H* și, implicit, arborelui condus *2* prin intermediul sateliților dubli *g* și *f*, care se rostogolesc pe roata centrală fixă *b*. Cele două roți centrale *a* și *b* jumelate, cuprind bilateral sateliții, asupra cărora acționează cu efortul de apăsare generat de grupul serie de arcuri disc *3* și de cama elicoidală frontală *4* (lagărele sînt descărcate; apăsarea reglată automat). Sateliții, de forma unor discuri conice cu $\delta_1 \approx 87{,}5°$ și $u_s \in [3; 8]$, au lagărele culisante radial în brațul portsatelit. Prin acțiunea mecanismului de reglare cu șurub-piuliță *5*, roata centrală *b* efectuează o mișcare de roto-translație, obligînd culisarea radială a sateliților. Astfel se modifică, în opoziție razele r_{fx} și r_{gx} și, implicit, raportul de transmitere (fig. 18.19, *a*, *b*).

Simetria satelitului și condiția de coaxialitate conduc la următoarele interdependențe constructive:

$$r_{f\,max;\,min} = r_{g\,max;\,min}; \quad R_a/r_{min} = (r_{max}/r_{min} + 1)/(R_b/R_a - 1) = 5;$$

$$r_{max}/r_{min} = 4; \quad R_b/R_a = 2. \tag{18.21 a}$$

Rapoartele momentan și mediu de transmitere, respectiv domeniul de reglare au expresiile:

$$(i^b_{aH})_x = 1 - (i^H_{ab})_x = 1 + (R_b r_{gx})/(r_{fx} R_a) \in [1{,}5; 9]; \tag{18.21 b}$$

$$\Delta = (i^b_{aH})_{max}/(i^b_{aH})_{min} = 6; \quad i_m = [(i^b_{aH})_{max}(i^b_{aH})_{min}]^{1/2} \approx 3{,}67$$

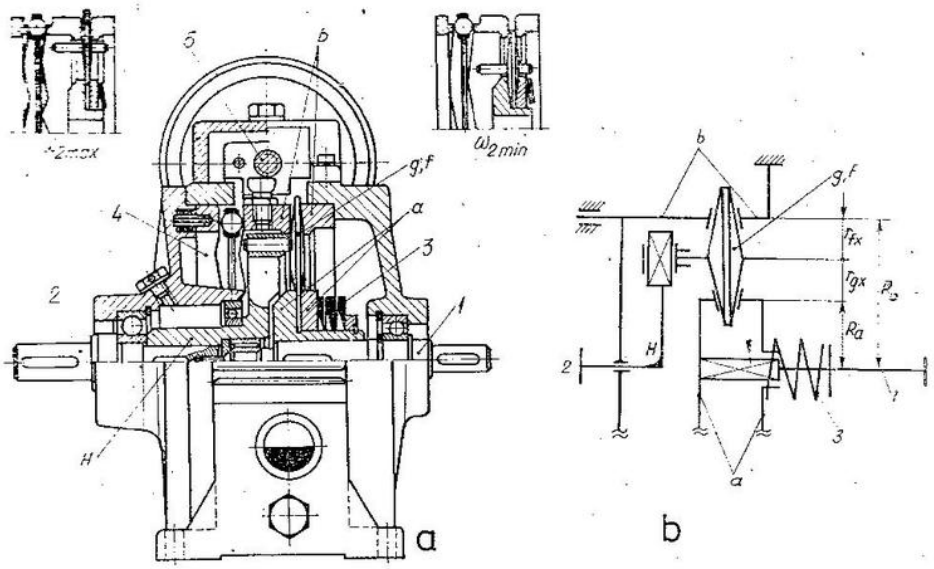


Fig. 18.19. Variator duo planetar „Disco" (Lenze [21]):
a — schița constructivă; *b* — schema cinematică.

În aceste condiții, pentru $\omega_1 \in \{300; 150; 100; 75\}$ rad/s familia de variatoare Disco transmite $P_1 \in [0{,}12; 18{,}5]$ kW cu $\eta_v \in [0{,}75; 0{,}85]$ și $m_v/P_1 \in$ $\in [33{,}3; 11{,}9]$ kg/kW.

Variatorul duo planetar conico-sferic (Planetroll [30]) aparține grupei structurale 3K. Arborele motor *1* (fig. 18.20, *a*) antrenează roata centrală jumelată *a'a"*, transmițînd mișcarea sateliților tripli *g*, *h* și *f* de formă sferică și cu axele de rotație libere (virtuale). Sateliții, menținuți echidistant de brațul portsatelit liber *H*, se rostogolesc pe roata centrală fixă *b* și transmit mișcarea celei de-a treia roți centrale *c*, legată de arborele condus *2*. Apăsarea este asigurată de grupul serie de arcuri disc pretensionat *3*, situat pe arborele motor, și cama elicoidală frontală *4*, pe care se reazemă roata centrală fixă *b*. Reglarea variatorului prezintă următoarea particularitate: sub acțiunea cuplei șurub-piuliță *6*, roata centrală *b* efectuează o mișcare de roto-translație, deplasînd sateliții pe o direcție înclinată cu $\delta_H = 45°$ în raport cu axa centrală a variatorului (fig. 18.20, *b*). Întrucît discul *a"* al roții centrale jumelate este toroidal, cu $\delta_x \in [45°; 75°]$, la fiecare poziție a sateliților, razele de contact cu roata jumelată se modifică ($r'_g \neq r''_g$).

Direcția axei virtuale de rotație a sateliților rezultă din restricția cinematică evidentă (fig. 18.20, *b*):

$$\omega_s = \omega_a R'_a / r'_g = \omega_a R''_a / r''_g. \qquad (18.22\,a)$$

Observînd că razele din relația (18.22 a) sînt interdependente pentru $\delta_H = 45°$ și $\alpha_x = \delta_x - 45°$, rezultă;

$$r'_a = r_f = r_s \sin(45° - \gamma_x); \quad r''_a = r_s \sin[45° - (\alpha_x - \gamma_x)];$$

$$r_h = r_s \cos(45° - \gamma_x); \qquad (18.22\ b)$$

$R'_{a.b,e} = R_{a;b;e} + x/2$; $\quad R''_a = R'_a(1 + x/2R'_a) + 2r_s \sin(0{,}5\alpha_x) \sin(45° + \alpha_x)$

și se obține funcția de reglare a variatorului:

$$\gamma_x = \operatorname{arctg}[1 - \cos\alpha_x(1 - \operatorname{tg}\alpha_x)/C]/[1 + \cos\alpha_x(1 + \operatorname{tg}\alpha_x)/C];$$

$$C = 1 + 2[r_s \sin(0{,}5\,\alpha_x) \sin(45 + \alpha_x)]/[R'_a(1 + 0{,}5x/R'_a)]. \quad (18.22\ c)$$

Cînd $\gamma_x = 0$ ($\omega_{2\,min} = 0$), dimensiunile raportate ale elementelor active sînt $r_s/R'_a = 0{,}3$; $R_b/R'_a = 1{,}45$; $R_b = R_e$, iar cursa de reglare $x/2R'_a = 0{,}1$. Raportul momentan de transmitere și domeniul de reglare au expresiile:

$$(i^b_{ae})_x = [1 - (i^H_{ab})_x]/[1 - (i^H_{eb})_x]; \quad \Delta = (i^b_{ae})_{max}/(i^b_{ae})_{min};$$

$$(i^H_{ab})_x = -(R_b r_s/r_h R'_a)_x; \quad (i^H_{eb})_x = (r_f R_b/R_e r_h)_x. \qquad (18.22\ d)$$

Orientarea automată a sateliților, pentru o cursă de reglare dată, simplifică construcția sistemului de comandă și exclude posibilitatea apariției buclelor disipative.

Variatorul *Planetroll* permite reglarea vitezei în limite foarte largi $\omega_{2x} \in [0;\ 0{,}411]\ \omega_1$, realizînd următoarele performanțe: $P_1 \in [0{,}12;\ 1{,}5]$ kW; $\omega_1 \in \{300;\ 150\}$ rad/s; $\Delta \to \infty$; $i_m \to \infty$; $\eta_v \approx 0{,}9$; $m_v/P_1 \in [42;\ 18]$ kg/kW.

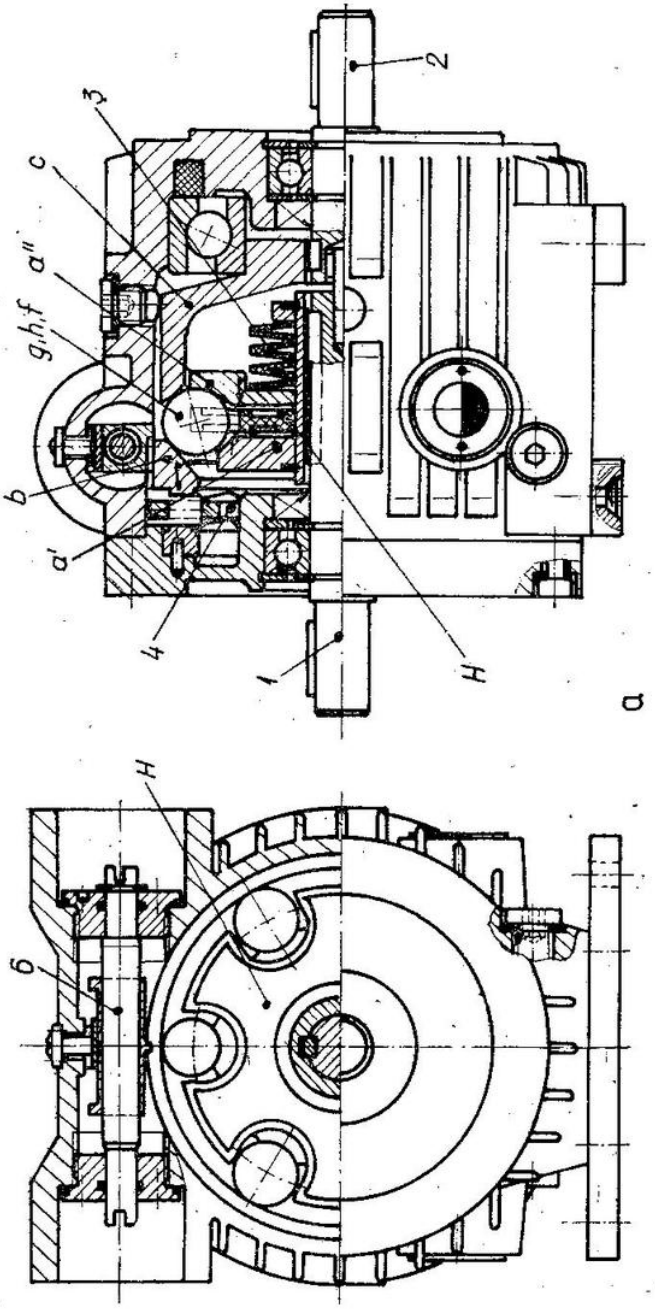
Extensia domeniului de reglare și a asimetriei reductoare, respectiv finețea reglării, constituie probleme legate nu numai de structura variatorului mecanic, ci de a întregului lanț cinematic în care acesta este inclus.

Dacă se urmărește doar creșterea asimetriei reductoare, este necesară și suficientă înserierea unui variator simetric sau asimetric cu un tren ordinar reductor de angrenaje (fig. 18.21, *a*). După cum s-a menționat anterior, această alternativă, utilizată de majoritatea producătorilor de variatoare, prezintă o deficiență majoră: capacitatea de transmitere a lanțului cinematic este limitată superior de variator.

Soluții mult mai interesante ca performanțe se obțin prin legarea în paralel a unui tren cicloidal de angrenaje cu unul pînă la două variatoare (fig.18.21, *b*, *c*) sau numai a două variatoare (fig. 18.21, *d*). Circuitul complex astfel obținut, cu una sau două mobilități de reglare, ridică probleme deosebite de sinteză structurală și de analiză cinematică, cinetostatică, respectiv, energetică. În capitolul *Transmisii planetare* cu variatoare al lucrării [11] se prezintă o imagine cuprinzătoare asupra tuturor aspectelor menționate. Din acest motiv se vor analiza doar două variante constructive aparținînd transmisiilor complexe cu mobilități de reglare.

Variatorul Allspeeds SPC [32], construit într-o singură tipodimensiune, este destinat transmisiilor de mică putere $P_1 \in [0{,}18;\ 0{,}55]$ kW; $\omega_1 \in [100;\ 150]$ rad/s și are posibilitatea inversării sensului de rotație la arborele condus $\omega_{2x} \in [0;\ \pm\omega_1]$.

Ansamblul este alcătuit prin legarea în paralel a două variatoare conico-sferice, cu elementele de intrare și intermediare comune, care antrenează


2
3
c
a''
g,h,f
b
a'
4
1
H
a
H
6

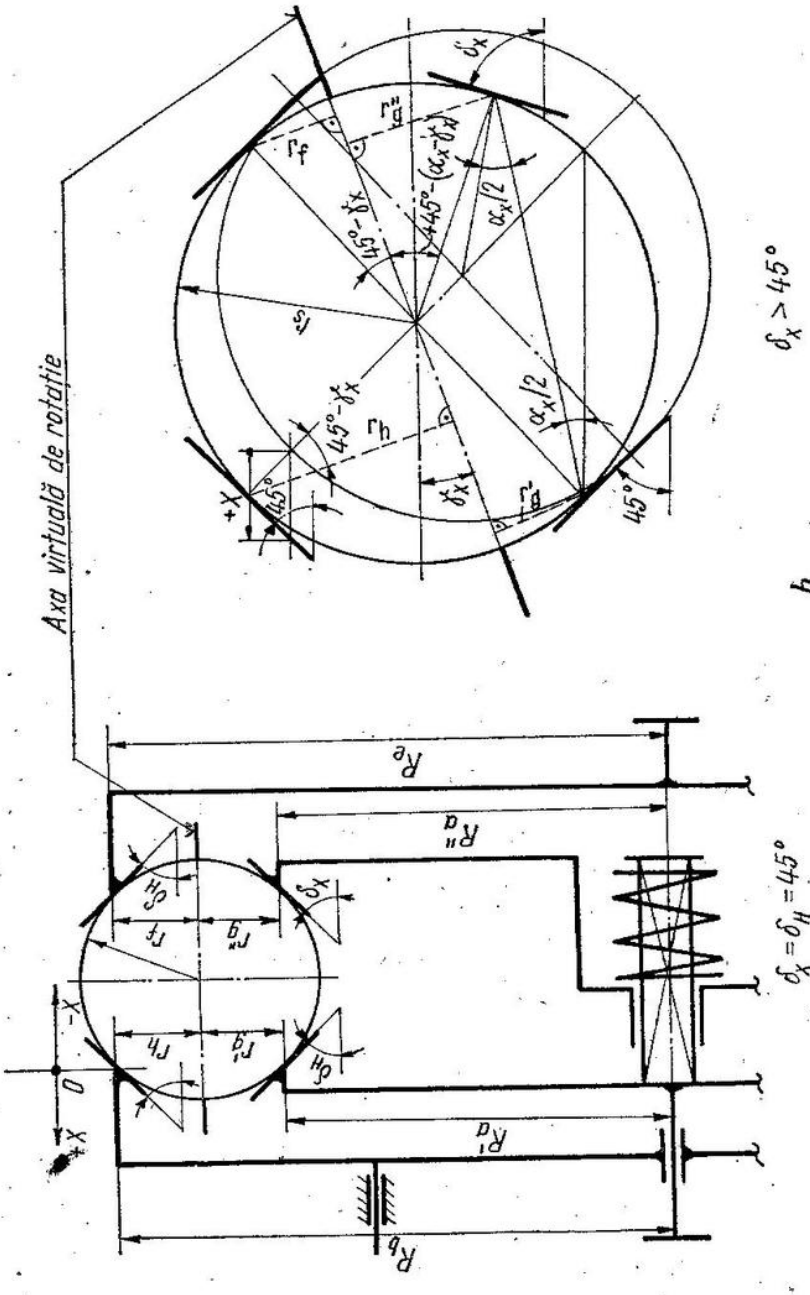


Fig. 18.20. Variator duo planetar conico-sferic [30]:
a — schița constructivă; *b* — schema cinematică.

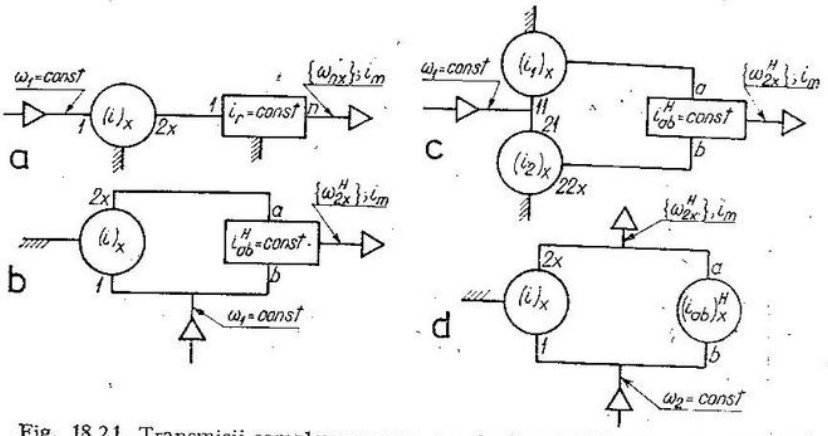


Fig. 18.21. Transmisii complexe cu una sau două mobilități de reglare [11]:
a — variator combinat cu reductor ordinator cu roți dințate; *b* — variator combinat cu reductor cicloidal; *c* — două variatoare combinate cu un reductor cicloidal; *d* — legarea în paralel a două variatoare.

cele două roți centrale ale unui tren cicloidal de angrenaje din grupa 2K-H (v. fig. 18.21, *c*). Primul variator cu elementul motor conic *1* (fig. 18.22) transmite mișcarea, prin elementul intermediar sferic 1_x, 2_x și 3_x, elementului condus cilindric *2*, cuplat direct cu prima roată centrală *a* a trenului diferențial. Al doilea variator preia mișcarea de la elementul intermediar, prin grupul inversor cilindro-frontal *3* și *4* cuplat, printr-un cuplaj elicoidal, cu a doua roată centrală *b* a trenului diferențial. Arborele condus este antrenat de brațul portsatelit *H*. Elementele intermediare, în număr de două, au axele de rotație impuse. Mecanismul de reglare constă din două perechi de role toroidale *5*, plasate diametral opus pe fiecare bilă, care le determină axele de rotație.

Conform relațiilor cinematice pentru un tren diferențial din grupa 2K-H,

$$\omega_{Hx} = i_{Ha}^b \omega_{ax} + i_{Hb}^a \omega_{bx}; \quad i_{Ha}^b = 1/(1 - i_{ab}^H); \quad i_{Hb}^a = -i_{ab}^H/(1 - i_{ab}^H);$$
$$i_{ab}^H = -z_b/z_a, \qquad (18.23\ a)$$

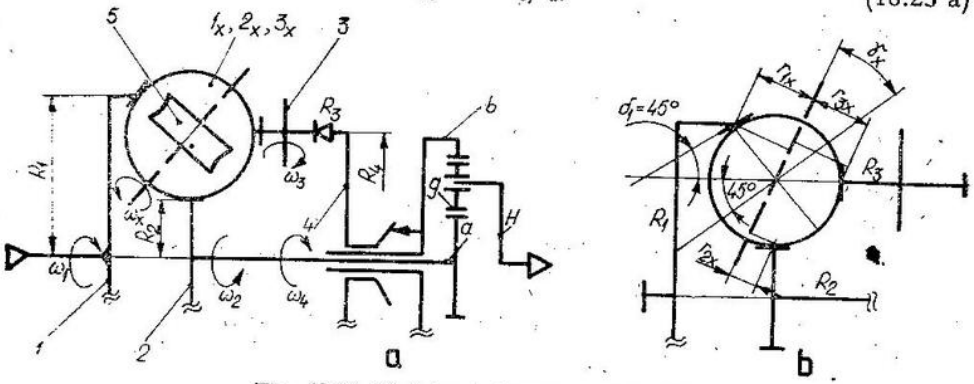


Fig. 18.22. Variatorul Allspeeds SPC [32].

la care se asociază condițiile evidente

$$\omega_{ax} = \omega_{2x} = -\omega_1 R_1 r_{2x}/(r_{1x} R_2); \quad \omega_{bx} = \omega_{4x} = \omega_1 R_1 r_{3x}/(r_{1x} R_4), \qquad (18.23\ b)$$

rezultă viteza unghiulară a arborelui condus

$$\omega_{Hx} = \frac{\omega_1 R_1 z_a}{r_{1x}(z_a + z_b)} \left[\frac{r_{2x}}{R_2} - \frac{z_b r_{3x}}{z_a R_4} \right]. \qquad (18.23\ c)$$

Întrucît $R_4 = R_2 z_b / z_a$, inversarea mișcării se obține cînd $r_{2x} = r_{3x} = r_b \cdot \cos 45°$.

Datorită particularităților cinematice variatorul acceptă o viteză de reglare de $(10^4$ rad/s)/s, ceea ce conduce la acoperirea întregului domeniu $\{\omega_{Hx}\}$ în 30—40 ms.

Funcție de parametrul de reglare γ_x, care condiționează razele momentane de contact ale elementului intermediar reglabil (fig. 18.22, *b*),

$$r_{1x} = r_b \cos \gamma_x; \quad r_{3x} = r_b \cos (45° \mp \gamma_x); \quad r_{2x} = r_b \cos (45° \pm \gamma_x),$$

și împreună cu (18.23 c), rezultă restricția constructivă

$$R_2 = \sqrt{2}\, z_a \operatorname{tg} \gamma_{max}/(z_a \mp z_b). \qquad (18.23\ d)$$

Pentru cazul funcționării cu $M_H = \text{const}$, analiza cinetostatică permite stabilirea momentelor teoretice de calcul:

$$M_a = -M_H/(1 - i_{ab}^H); \quad M_b = M_H i_{ab}^H/(1 - i_{ab}^H); \quad M_{1x} = M_a \omega_{ax}/\omega_1 \qquad (18.23\ e)$$

Se menționează că pentru acest variator circulația internă de putere nu apare [11].

Variatorul Ringcone OM-C (Shimpo [31]) este alcătuit prin legarea în paralel a unui variator mono ordinar cu un variator mono planetar (v. fig. 18.21, *d*). Constructiv, acesta derivă din dedublarea variatorului SCH-C descris mai înainte. În noua situație, roata centrală interioară $R_{b,2}$ este mobilă și îndeplinește concomitent funcția de reglare.

Cu notațiile din fig. 18.23, pe baza relației (18.21 *b*) se stabilește raportul momentan de transmitere

$$i_{1Hx} = \frac{\omega_1}{\omega_{Hx}} = \frac{(R_a r_{fx} + r_g R_b)}{R_a (r_{fx} - r_x)}. \qquad (18.24)$$

Variatorul realizează domenii de reglare și asimetrii reductoare foarte mari, dar, datorită circulației permanente de putere, poate fi utilizat pentru transmiterea unor cupluri relativ reduse [11]:

$$P_1 \in [0{,}1;\ 3{,}7]\ \text{kW}; \quad \omega_1 = 150\ \text{rad/s}; \quad \omega_{2x} \in [1{,}75;\ 27{,}5]\ \text{rad/s}; \quad \Delta \approx 15;$$

$$i_m = 22{,}3; \quad m_v/P_1 \in [210;\ 40]\ \text{kg/kW}.$$

Principial s-ar putea obține și inversarea sensului de rotație, dar randamentul variatorului s-ar reduce foarte mult ($\eta_v \to 0$).

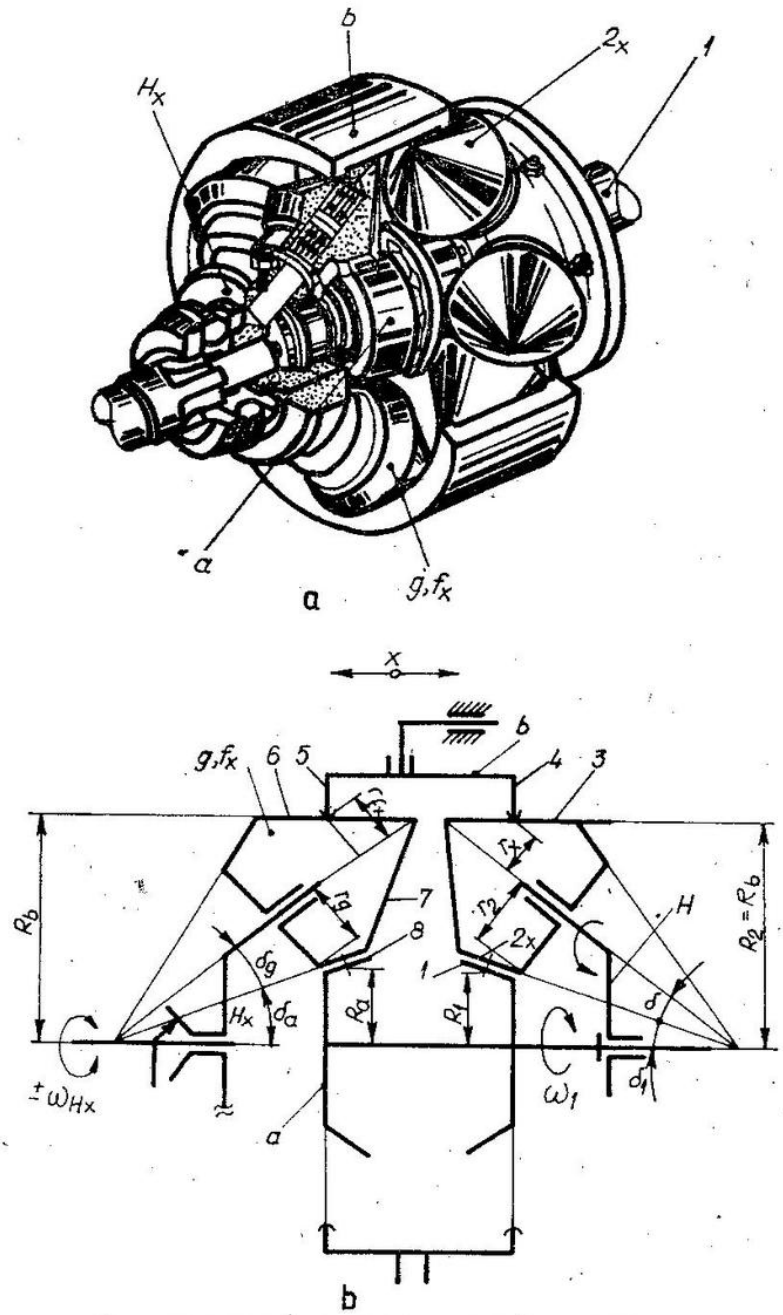


Fig. 18.23. Variatorul RINGCONE (Shimpo [31]).:
a — schița constructivă; *b* — schema cinematică.

18.2.2. *Sisteme de apăsare (tensionare) pentru variatoarele cu roți de frictiune*

Dispozitivele atașate variatoarelor cu roți de frictiune în scopul realizării contactului forțat dintre suprafețele active ale elementelor conjugate constituie sistemele de apăsare (tensionare).

Intensitatea forței de apăsare poate fi constantă, corespunzînd cuplului rezistent maxim, sau comandată și reglată continuu de cuplul rezistent, adaptîndu-se riguros sau aproximativ caracteristicii de sarcină a consumatorului. Soluțiile constructive aferente celor două cazuri se bazează pe principii funcționale distincte (fig. 18.24).

Condiția de transfer energetic prin frecare definește raportul dintre intensitatea forței normale de apăsare N și cea tangențială F_t transmisă în zona de contact (legea de reglare a apăsării):

$$(N/F_t)_x = (k_s/\mu)_x. \tag{18.25}$$

După cum raportul (18.25) este variabil sau constant pe întreg domeniul de reglare al variatorului, automatismul apăsării devine imperfect sau perfect.

Din punct de vedere constructiv se disting următoarele soluții de apăsare [9]:

a. *Sisteme compliante*, alcătuite din arcuri elicoidale cilindrice sau disc (Belleville), pretensionate și montate coaxial cu una dintre roțile variatorului (fig. 18.25).

Arcul cu acțiune permanentă trebuie amplasat obligatoriu pe arborele de cuplu constant ($M_j = \text{const}$; $j \in \{1; 2\}$. Dacă roata (discul) acționată de arc are dimensiunile reglabile, intensitatea forței de pretensionare se stabilește pentru poziția de reglare $R_{jx} = R_{j\,min}$, rezultînd o apăsare excedentară cînd $R_{jx} = R_{j\,max} \Leftrightarrow (k_x/\mu)_x = \text{var.}$ (fig. 18.25, *a*).

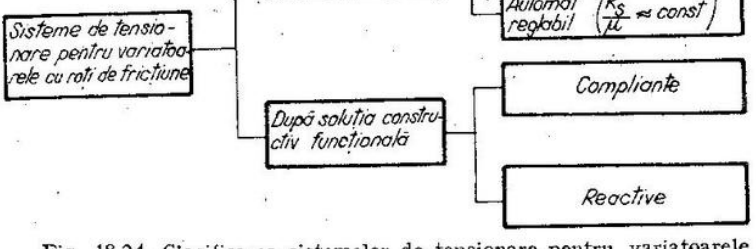


Fig. 18.24. Clasificarea sistemelor de tensionare pentru variatoarele cu roți de frictiune.

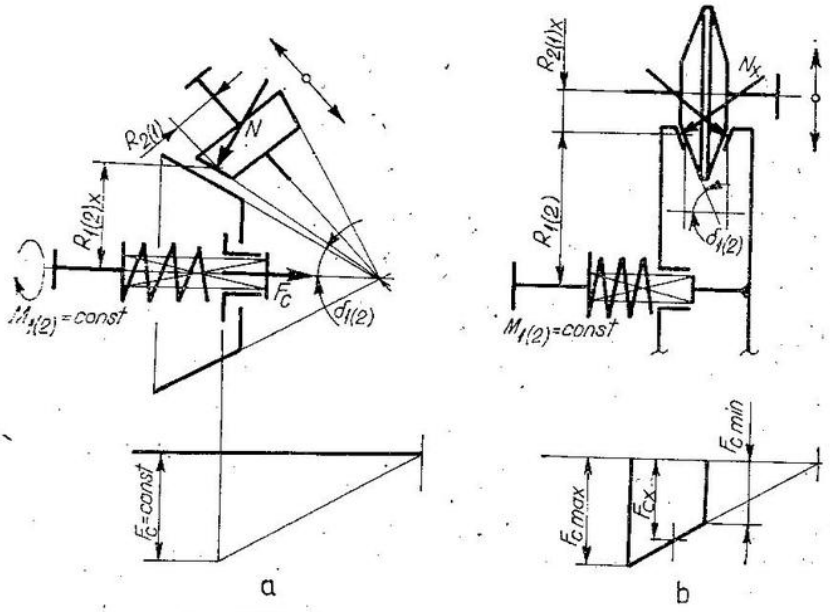


Fig. 18.25. Sistgme de apăsare compliante:
a — elementul motor (condus) reglabil; *b* — elementul motor (condus) nereglabil.

În situația cînd arcul acționează asupra unei roți (disc) cu dimensiuni constante, pentru extremele reglării ($R_{fx} = R_{f\,min,\,max}$) intensitatea apăsării concordă cu nivelul necesar $(k_s/\mu) = \text{const}$. (fig. 18.25, *b*).

b. *Sisteme reactive,* alcătuite din cuplaje elicoidale sau roți parazit cu tendință de împănare.

Aceste sisteme sînt comandate de cuplul rezistent, generînd automat apăsarea necesară. În vederea îmbunătățirii statismului, sistemele reactive de apăsare se amplasează în vecinătatea elementelor de comandă sau se dublează și se pretensionează cu $\sim 0{,}1F_{c\,max}$ pentru amorsarea demarajului (v. variatoarele Kopp și Heynau).

Cuplajul elicoidal funcționează pe principiul planului înclinat și constă dintr-o camă elicoidală dublă sau dintr-o cuplă șurub-piuliță (fig. 18.26, *a*, *b*).

Roata de fricțiune acționată prin cuplajul elicoidal se montează pe arborele aferent cu un ajustaj alunecător (H7/*j*6).

Dacă roata (discul) acționată de cuplajul elicoidal are dimeniunile reglabile, unghiul de pantă al cuplajului elicoidal și, implicit, intensitatea forței de apăsare se stabilesc pentru poziția de reglare $R_{fx} = R_{f\,min}$, rezultînd o apăsare excedentară cînd $R_{fx} = R_{f\,max}$, indiferent dacă M este constant sau variabil (fig. 18.26, *a*). În situația cînd cuplajul elicoidal acționează asupra unei roți (disc) cu dimensiuni constante, situate pe arborele de $M_f = \text{const}$. automatismul apăsării este perfect pe întreg domeniul de reglare al variatorului (fig. 18.26, *b*).

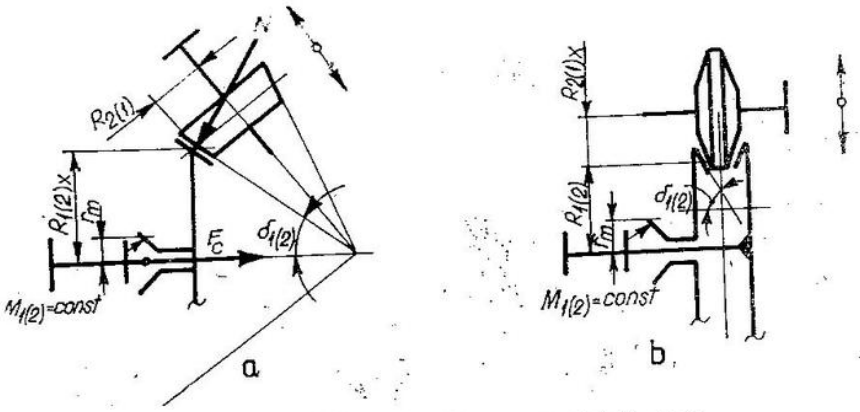


Fig. 18.26. Sisteme de apăsare cu cuplaj elicoidal:
a — elementul motor (condus) reglabil; *b* — elementul intermediar reglabil.

Dispozitivele descrise mai înainte acționează axial, deci se pot folosi numai pentru variatoarele cu axe concurente sau încrucișate în spațiu (Unicum, Kopp, Beyer etc.).

Elementele parazite (inel sau rolă) de apăsare funcționează pe principiul autoîmpănării (fig. 18.27). Inelul sau rola de apăsare sînt liber rezemate pe suprafețele active ale roților de fricțiune. Printr-o alegere potrivită a dimensiunilor elementului parazit se creează condițiile favorabile împănării (chiar prin acțiunea greutății proprii).

Acest dispozitiv acționează în direcție radială, deci se poate folosi numai la variatoarele cu arborii paraleli (Heynau; Shimpo; Minidrive).

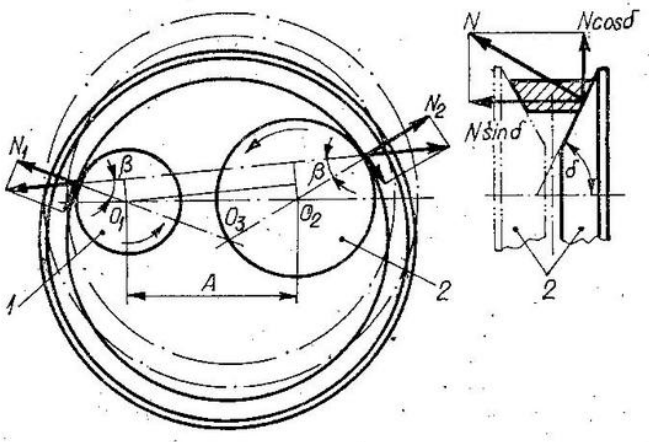


Fig. 18.27. Sistem de apăsare cu autoîmpănare.

18.2.3. *Calculul variatoarelor cu roți de fricțiune.*

Diversificarea relațiilor de calcul funcție de tipul constructiv al variatorului este nerațională, dificil de controlat dimensional și în general contraindicată pentru proiectarea asistată de calculator.

Conform observațiilor referitoare la structura și construcția tuturor variatoarelor mecanice cu elemente de frecare (v. §.18.1), calculul se poate organiza pe baza unei scheme logice, cu valabilitate generală (fig. 18.28).

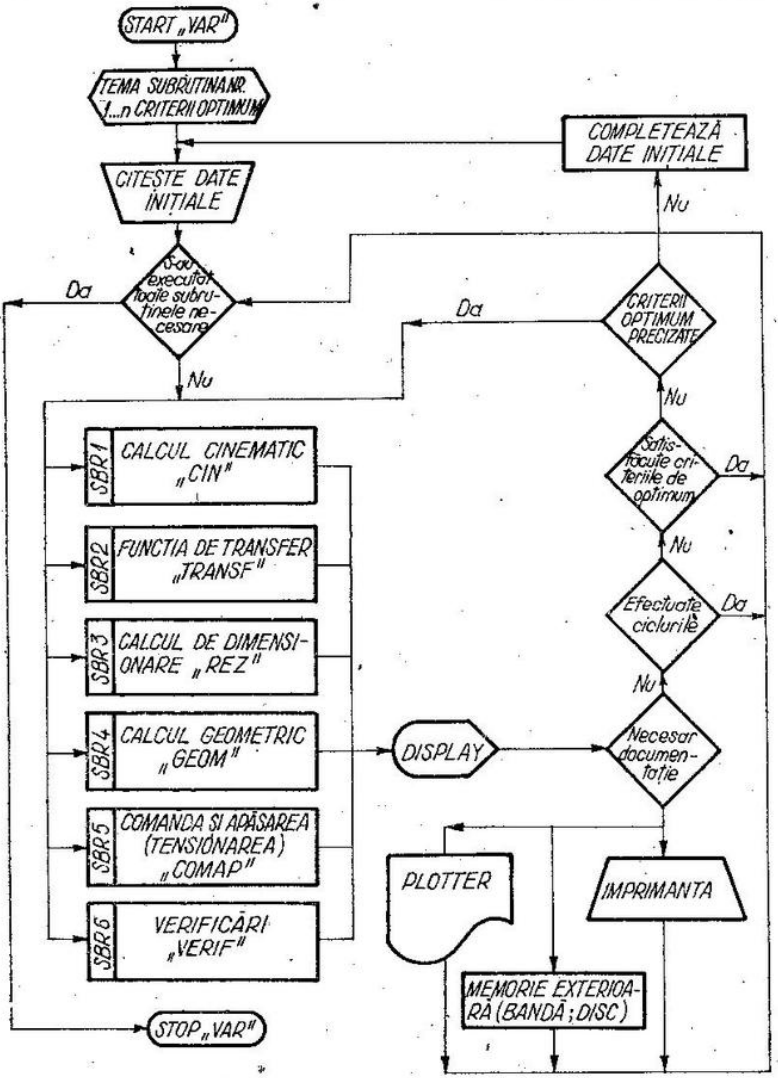


Fig. 18.28. Schemă logică universală pentru calculul variatoarelor mecanice cu frecare [8].

Cele șase subrutine, apelabile succesiv, permit determinarea parametrilor principali ai variatorului — cunoscut inițial doar ca schemă cinematică.

Referitor la conținutul fiecărei subrutine se fac următoarele precizări:

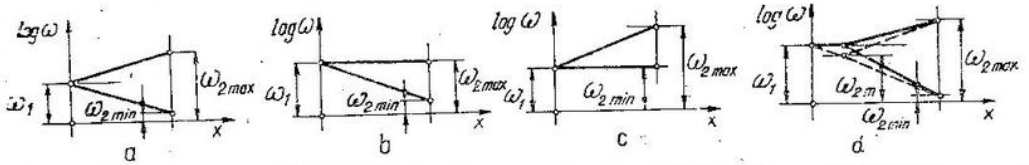
a. **Calculul cinematic** (subrutina 1 „CIN"). Definirea cinematică a unui variator implică asocierea a trei funcții adimensionale și interdependente: domeniul de reglare Δ și valorile extreme ale mulțimii rapoartelor de transmitere $\{i_{max}; i_{min}\}$, [7, 10, 14]. Cu ajutorul acestora se caracterizează complet extensia cîmpului vitezelor unghiulare la arborele condus, respectiv elasticitatea variatorului.

Informații utile referitoare la nivelul asimetriei cinematice — poziția relativă a parametrilor $\omega_1/\{\omega_{2x}\}$ — se obțin cu ajutorul funcției complementare, denumite, prin convenție, raport mediu de transmitere i_m.

Conform specificațiilor temei de proiectare, relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „CIN" sînt date în tabelul 18.1 și fig. 18.29.

Tabelul 18.1

Relațiile și recomandările pentru calculul cinematic al variatoarelor mecanice [7, 10, 14]



Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
1	2	3
Domeniul de reglare	$\Delta = \omega_{2max}/\omega_{2min} = i_{max}/i_{min}$	Domeniul vitezelor unghiulare al arborelui antrenat $\omega_{2x} \in [\omega_{2min};\ \omega_{2max}]$ rad/s impus de utilizator. Δ este limitat superior de tipul variatorului și numărul perechilor de elemente reglabile. Pentru trenuri cicloidale v. [11]
Raportul de transmitere (valori extreme)	$i_{max,\,min} = \omega_1/\omega_{2min,\,max}$	În cazul acționării cu motoare electrice asincrone se acceptă $\omega_1 \in \{\omega_{sincron}\}$ [rad/s] $i_x = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)_x \frac{1}{1-\xi_e}$ Pentru variatoarele mono*: $i_x \approx R_2/R_{1x}$ sau $i_x \approx R_{2x}/R_1$ Pentru variatoarele duo: $i_x \approx R_{2x}/R_{1x}$

Tabelul 18.1 (continuare)

1	2	3
Raportul mediu de transmitere	$i_m = \omega_1/\omega_{2m} = (i_{max}\, i_{min})^{1/2} = i_{max,\,min}\, \Delta^{\pm 1/2}$	Viteza unghiulară medie la arborele antrenat $\omega_{2m} = (\omega_{2max}\, \omega_{2min})^{1/2}$
Cazuri particulare pentru variatoarele cu trenuri ordinare de roți	Variator simetric: $i_m = 1;\ \Delta := \Delta_s;\ i_{max} = 1/i_{min} = \Delta_s^{1/2}$	Soluție cu gabarit minim și performanțe cinematice optime (v. fig. *a*)
Cazuri particulare pentru variatoarele cu trenuri ordinare de roți	Variator asimetric ($i_m \neq 1$) cu alternativele extreme: a) total reductor, $\omega_1 = \omega_{2max};\ i_{min} = 1;\ i_m = \Delta 1/2 = \sup i_{max}$ b) total amplificator, $\omega_1 = \omega_{2min};\ i_{max} = 1;\ i_m = \Delta^{-1/2} = \inf i_{min}$	Poate fi înlocuit cu un variator simetric înseriat cu un reductor (v. fig. *b* și *d*) Alternativă contraindicată datorită cerințelor severe de echilibrare dinamică (v. fig. *c*)
Domeniul de reglare al variatorului simetric echivalent	$\Delta_s = \left(\frac{1 + i_m \Delta^{1/2}}{1 + i_m \Delta^{-1/2}}\right)^2$	Condiția de echivalență rezultă din egalitatea $(R_{1x})_s = R_{1x}$

* Coeficientul alunecării elastice ξ depinde de natura elementului de fricțiune și poate fi neglijat în calculele preliminare.

b. **Funcția de transfer** (subrutina 2 „TRANSF"). Adaptarea unui variator la toate combinațiile posibile dintre mașina motoare și cea de lucru nu este rațională și poate conduce la incompatibilități sau complicații constructive. Ca urmare, se normează trei caracteristici standard de sarcină ale mașinii de lucru ($M_2 = \text{const}$, $P_2 = \text{const}$ și hibridă) cărora, pe întregul domeniu de reglare al variatorului, le corespund funcții de transfer distincte [7, 10, 12].

Într-o situație concretă de proiectare, dependent de caracteristica de sarcină reală a mașinii de lucru, se optează pentru alternativa standard acoperitoare cinetostatic și energetic.

Pentru o anumită siguranță contra patinării * k_s (conform tabelului 18.2 a, b, c), funcțiile de transfer standard folosesc, în ultimă analiză, la alegerea motorului electric, dimensionarea variatorului, indicînd totodată comportarea sistemului de tensionare (apăsare).

Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „TRANSF" sînt date în tabelul 18.3 și fig. 18.30.

* Factorul de corecție al sarcinii, are în cazul transmisiilor prin frecare, semnificația de siguranță contra patinării.

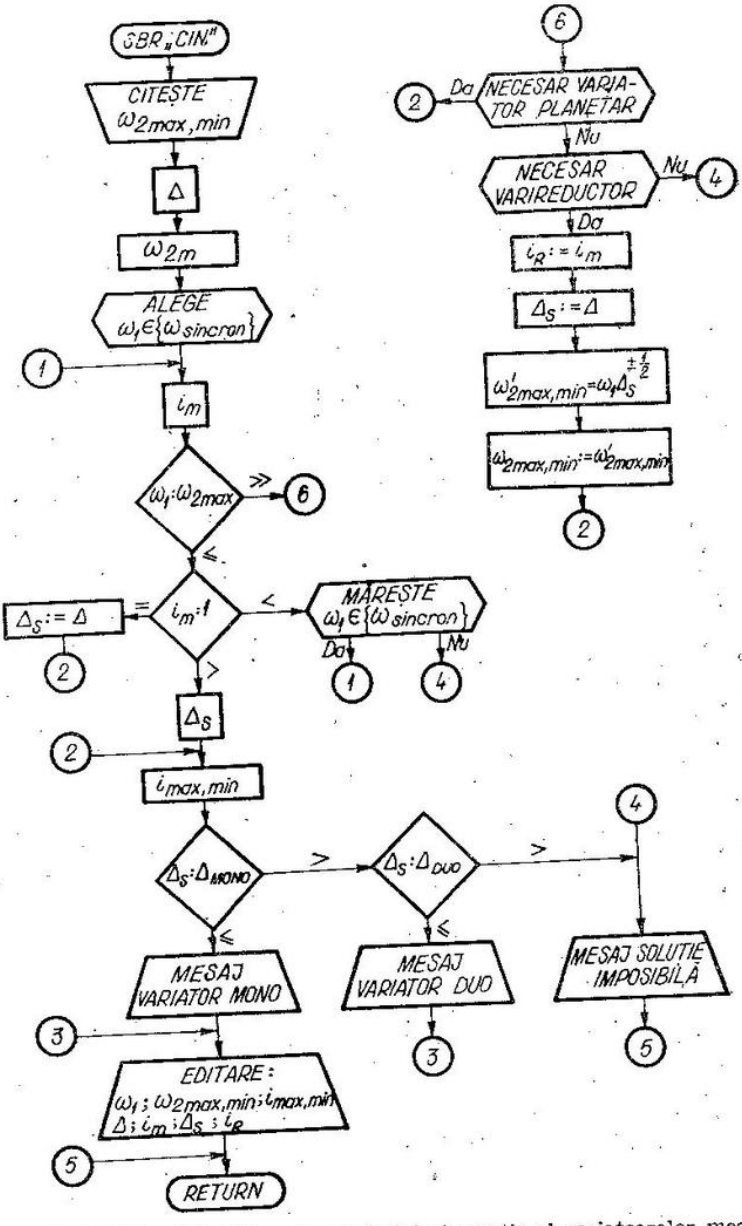


Fig. 18.29. Schemă logică pentru calculul cinematic al variatoarelor mecanice.

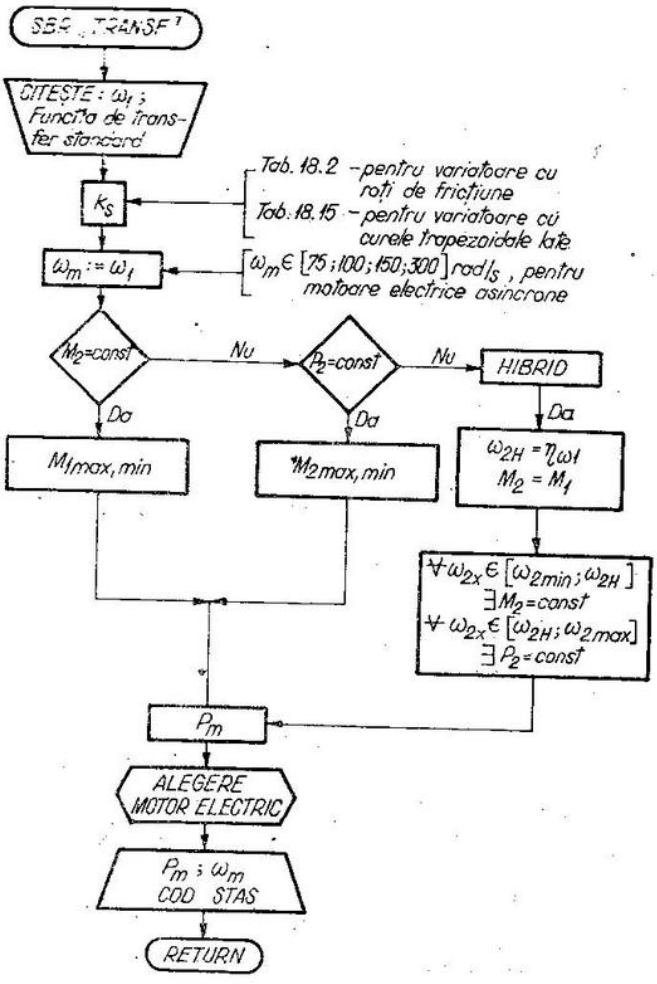


Fig. 18.30. Schemă logică pentru calculul funcției de transfer și alegerea motorului electric.

Întrucît calculul cinematic preliminar („CIN") și al funcției de transfer („TRANSF") operează exclusiv cu mărimile de intrare $\{P_1; \omega_1; M_1\}$ și de ieșire $\{P_2; \omega_{2x}; M_{2x}\}$, structura trenului de roți și particularitățile constructive ale variatorului nu modifică formal interdependențele. În consecință, aceste două subrutine sînt valabile pentru toate variatoarele mecanice cu elemente de frecare.

c. **Calculul de dimensionare** (subrutina 3 „REZ" RF). Obiectivul acestei etape constă în preliminarea dimensiunii caracteristice a variatorului cu roți de frictiune (RF) din condiția de rezistență la solicitarea de contact.

Tabelul 18.2.a

.Factorii de serviciu (siguranța contra patinării) pentru variatoarele cu roți de fricțiune [1, 4, 5, 14, 19]

*Factorul global de serviciu k_s**

Destinația transmisiei	Sistemul de tensoinare	k_s*
De putere	Permanent	1,25—1,5
	Automat	1,12—1,3
Instrumentale	Permanent și/sau automat	2—3 max (3—5) pentru dimensiuni reduse

Tabelul 18.2,b

Factorul de regim k_r

Durata zilnică de funcționare, h / Natura sarcinii	⩽8	8...16	24
Uniformă	0,8	1,0	1,2
Variabilă	1,0	1,2	1,5
Cu șocuri	1,5	1,8	2,0

Tabelul 18.2c

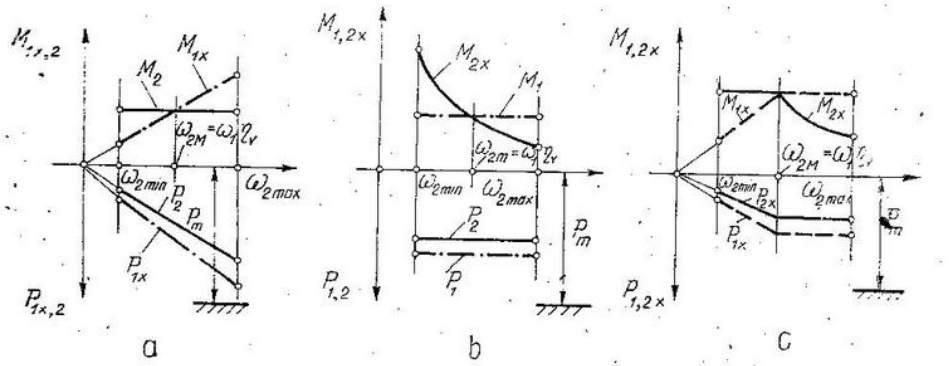
Factorul de frecvență k_f

Frecvența orară a demarajelor, h^{-1} / Factorul	5	25	100	500
K_f	1,0	1,2	1,4	1,6

* Factorul global de serviciu $k_s = k_r k_f$

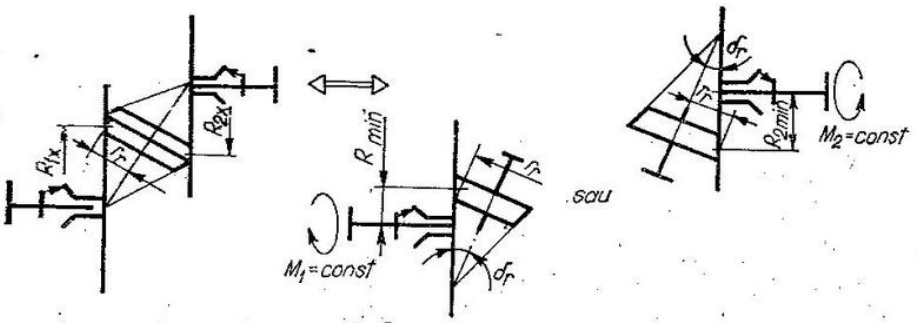
Tabelul 18.3

Relațiile și recomandările pentru funcțiile de transfer ale variatoarelor mecanice corespunzătoare caracteristicilor de sarcină standard ale mașinii de lucru [7; 12]



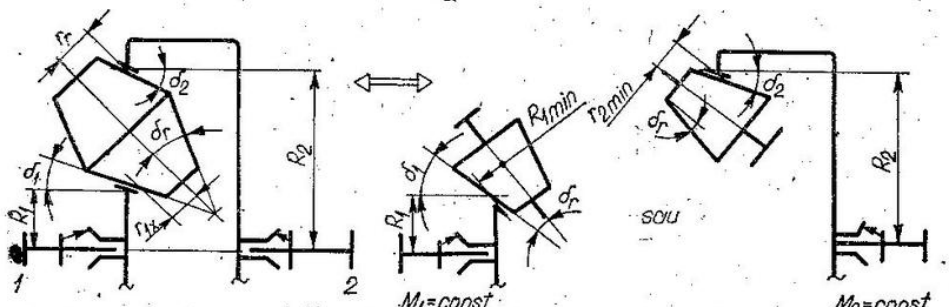
Parametrul	Relațiile de calcul	Observații, recomandări
Cuplul la arborele motor al variatorului (valori extreme), mN · m	a. $M_2(\omega_{2x}) = \text{const.}$	Utilizează incomplet puterea disponibilă a motorului (v fig. *a*)
	$M_{1max,\,min} = M_2 \dfrac{\omega_{2max,\,min}}{\omega_1} \cdot \dfrac{1}{\eta_v}$	
Puterea la arborele motor al variatorului (valori extreme)*, kW	$P_{1max,\,min} = M_2 \omega_{2max,\,min} \cdot 10^{-6}/\eta_v$	
Parametrii principali ai motorului de acționare	$w_m := \omega_1; \quad P_m \geqslant k_s P_{1max}$	
Cuplul la arborele antrenat al variatorului (valori extreme), mN·m	b. $P_2(\omega_{2x}) = \text{const.}$	Implică motoare cu caracteristică rigidă (v. fig. *b*)
	$M_{2max,\,min} = 10^6 P_2/\omega_{2min\,,max}$	
Puterea la arborele motor al variatorului*, kW.	$P_1 = P_2/\eta_v$	
Parametrii principali ai motorului de acționare	$\omega_m := \omega_1; \quad P_m \geqslant k_s P_1$	
Parametrii principali ai motorului de acționare	c. hibrid	Recomandată exclusiv pentru variatoarele duo (v. fig. c)
	$M_2 = \text{const.} \cup \omega_{2x} \in [\omega_{2min}; \ \omega_{2M}]$	
	$P_2 = \text{const.} \cup \omega_{2x} \in [\omega_{2M}; \ \omega_{2max}]$	
	$\omega_m := \omega_1; \quad P_m \geqslant k_s M_2 \omega_{2M} \cdot 10^{-6}/\eta_v$	

*În majoritatea cazurilor se utilizează motoare electrice de curent alternativ asincrone trifazice)



$$R_x = R_{1(2)min}\ ;\ i_x = \frac{r_r}{R_{1(2)min}} = \frac{\sin\delta_r}{2}\left(\Delta^{1/2}+1\right)\ ;\ \Sigma C = \frac{\cos\delta_r}{r_r}\ ;\ Z^2_{gx} = i_x^{-1}\cos\delta_r$$

a



$$R_x = R_{1(2)}\ ;\ i_x = \frac{r_{1(2)min}}{R_1} = \frac{i_m^{\pm 1}-1}{\Delta^{1/2}+1}\ ;\ \Sigma C = \frac{\cos\delta_r}{r_{1(2)min}} \pm \frac{\cos\delta_{1(2)}}{R_{1(2)}}\ ;$$

$$Z^2_{gx} = i_x^{-1}\cos\delta_r\left[1 \pm \left(i_x \frac{\cos\delta_{1(2)}}{\cos\delta_r}\right)\right]$$

b

Fig. 18.31. Separarea variatorului monocaracteristic pentru calculul de dimensionare: *a* — elementele motor și condus sînt reglabile; *b* — elementul intermediar este reglabil.

Întrucît tipul, schema cinematică și funcția de transfer ale variatorului sînt cunoscute (prealabil acceptate), conform echivalenței (18.1), dimensionarea se raportează la variatorul caracteristic cu $M_{1(2)} = \text{const}$, pentru una dintre pozițiile extreme de reglare (fig. 18.31).

Se reține situația în care produsul dintre intensitatea forței tangențiale transmise și suma curburilor în zona de contact ating un maxim. În acest caz, solicitarea de contact a elementelor active devine restrictivă (periculoasă), iar raza astfel determinată devine *dimensiunea caracteristică* a variatorului [8, 13, 16].

Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „REZ" sînt cuprinse în tabelul 18.4 și fig. 18.32.

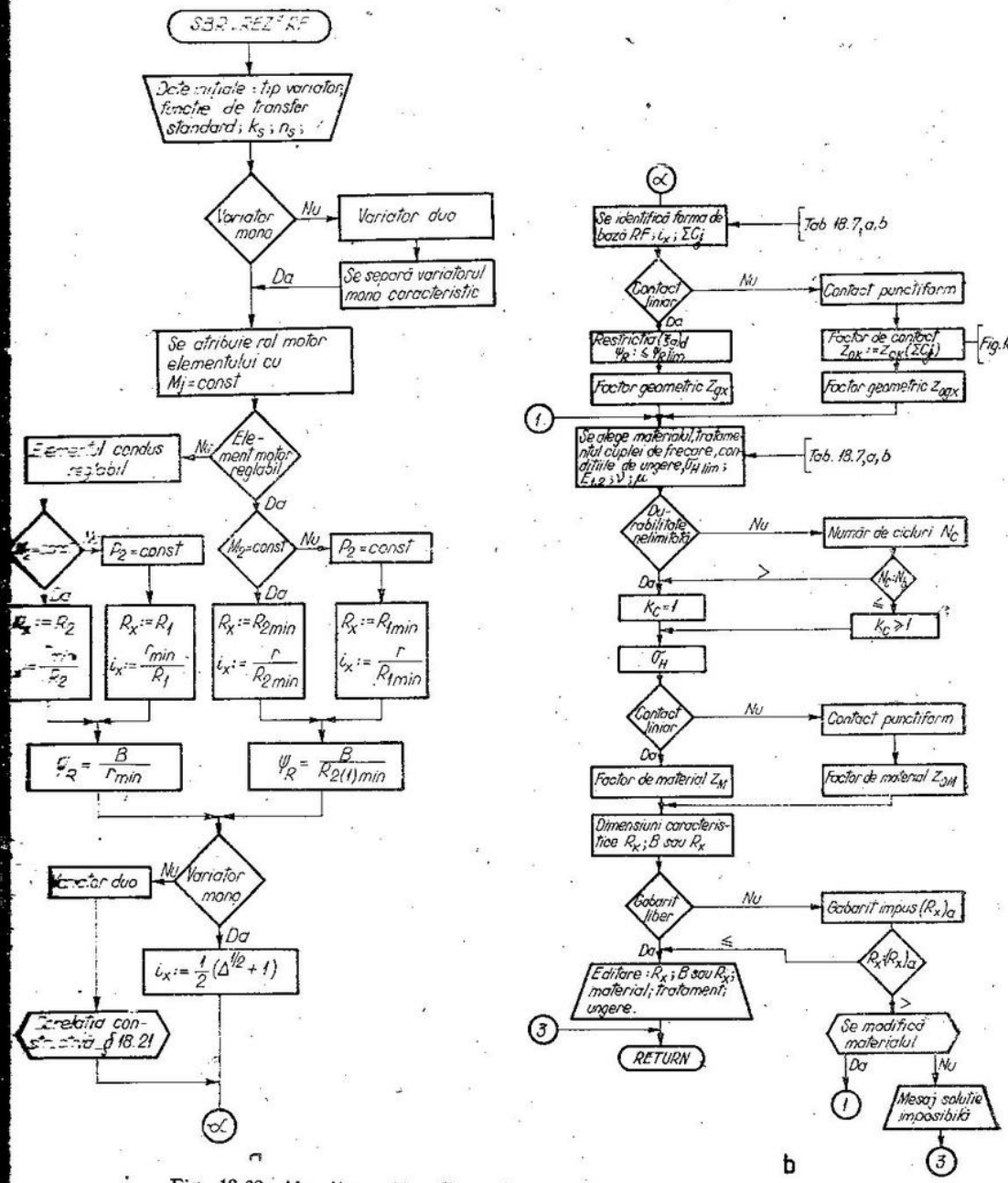


Fig. 18.32. Algoritm pentru dimensionarea variatoarelor cu roți de fricțiune.

Tabelul 18.4

Relaţiile şi recomandările pentru calculul de dimensionare a variatoarelor cu roţi de fricţiune [8]

Parametrul	Relaţiile de calcul	Observaţii. Recomandări
1	2	3
Situaţii de dimensionare	Se separă variatorul caracteristică mono la arborele căruia cuplul este constant (v. fig. 18.31)	Indiferent de poziţia în fluxul energetic se atribuie rol motor arborelui şi elementului aferent de cuplu constant
a. **Contact liniar** Dimensiunea caracteristică a variatorului, mm	$R_x \geqslant \left[0{,}5\left(\frac{Z_M Z_{gx} Z_{Rx}}{\sigma_H}\right)^2 \frac{k_s}{\mu} \cdot \frac{M_{1(2)}}{n_s \psi_R}\right]^{1/3}$	Raza elementului cel mai greu solicitat la $M_{1(2)} = \text{const}$ [mN·m] pentru $n_s \geqslant 1^*$ circuite în paralel
Fctorul de material, $(\text{MPa})^{1/2}$	$Z_M = [2/(\pi \eta_e)]^{1/2}$	$\eta_e = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$ $[\text{MPa}]^{-1}$ $E_{1,2}$ şi $\nu_{1,2}$ conform tabelului 18.5
Factorul geometric	$Z_{gx} = (R_x \Sigma C)^{1/2}$	$\Sigma C = C_1 + C_2\,[\text{mm}]^{-1}$ — suma curburilor principale pentru poziţia de reglare R_x $C_{1,2}$ şi Z_{gx} conform tabelului 18.7, *a*
Factorul de lăţime Lăţimea de contact, mm	$\psi_R = B/R_{min} = Z_{Rx}^2 B/R_x \leqslant$ $\leqslant (\psi_R)_{lim}$; $Z_{Rx} = R_x/R_{min}$; $B \leqslant \psi_R R_x$	$(\psi_R)_{lim}$ se calculează în funcţie de $(\xi_\sigma)_a$ conform tabelului 18.6,*a* şi 18.7,*a* din condiţia de minimizare a alunecărilor geometrice
b. **Contact punctiform** Dimensiunea caracteristică a variatorului, mm	$R_x \geqslant \frac{Z_{0M} Z_{0gx} Z_{0K}}{\sigma_H} \left[\frac{k_0}{\mu} \cdot \frac{M_{1(2)}}{n_s}\right]^{1/2}$	Raza elementului cel mai greu solicitat la $M_{1(2)} = \text{const}$ [mN·m] pentru $n_s \geqslant 1^*$ circuite în paralel
Factorul de material, $(\text{MPa})^{2/3}$	$Z_{0M} = (2/3\,\eta_c^2)^{1/3}/\pi$	
Factorul geometric	$Z_{0gx} = (R_x \Sigma C)^{2/3}$	$\Sigma C = (C_{11} + C_{12}) + (C_{21} + C_{22})\,[\text{mm}]^{-1}$ C_{11} şi C_{21} sînt curburile din planele perpendiculare pe axele de rotaţie; C_{12} şi C_{22} sînt curburile din planele axelor de rotaţie conform tabelului 18.7, *b*

Tabelul 18.4 (continuare)

1	2	3
Factorul de contact	$Z_{0K} = (n_a n_b)^{-1}$	$n_{a,b}$ conf. fig. 18.13 în funcție de parametrul $\Omega = (1/\Sigma C)[(C_{11} - C_{12})^2 + (C_{21} - C_{22})^2 + 2(C_{11} - C_{12})(C_{21} - C_{22})]^{1/2}$
Tensiunea admisibilă la **contact** hertzian, MPa	$\sigma_H = k_c \sigma_{HLim}/S_K$	Siguranța la contact $S_H \geq 1{,}25$. σ_{HLim}[MPa] conf. tabelului 18.5 în funcție de material și tratament termic
Factorul de durabilitate	$k_c = (N_b/N_c)^{1/m} \geq 1$	Exponentul $m \approx 6$; $N_b = 10^7$ cicluri; $N_c = 3{,}6 \cdot 10^8 L_h \omega_x/(2\pi)$ [cicluri] $L_h = \sum_i (L_h)_a$[h] Durabilitate nelimitată: $N_b \leq N_c \Rightarrow K_c = 1$ Durabilitate limitată: $N_b > N_c \Rightarrow K_c > 1$

* n_s — numărul de circuite în paralel se referă la variatoarele cu divizarea fluxului de energie (egal cu numărul elementelor intermediare sau al sateliților).

Tabelul 18.5

Tensiuni admisibile pentru contact hertzian și module de elasticitate (valori preliminare) [1, 5, 14, 18, 19]

Materialul *	Tratamentul termic	$\sigma_{H\,lim}$ MPa pentru contact teoretic liniar **	E, MPa	ν
Mase plastice	—	70 ... 100 sau $\leq 0{,}35\ \sigma_{rc}$	$(0{,}5;\ 1) \cdot 10^4$	$\sim 0{,}5$
Fonte de calitate	—	(1,5; 1,8) HB sau $1{,}5\ \sigma_{rî}$	$(0{,}8;\ 1{,}1) \cdot 10^5$	$\sim 0{,}35$
Oțeluri carbon de calitate și aliate	Îmbunătățire HRC < 35	(23; 28)HRC	$(2; 2{,}15) \cdot 10^5$	0,3
	Călire superficială HRC ∈ [45; 55]. Cementare și călire HRC ∈ [55; 65]	(20; 25) HRC	$(2; 2{,}15) \cdot 10^5$	

* Se referă la elementul cu materialul cel mai slab.
** Pentru contact teoretic punctiform $\sigma_{H\,lim}$ se majorează de 1,5 ori.

Tabelul 18.6, a

Coeficienții de frecare și de alunecare geometrică (valori preliminare) [1, 4, 5, 11, 14, 16, 19]

Materialele cuplei de frecare	Tratamentul termic	Ungerea	μ^*	$(\xi_g)_a$, %
Mase plastice/Oțel sau fontă	—	Uscat	0,2 —0,25	1,5—3**
Cauciuc/Oțel sau fontă	—	Uscat	0,25—0,45 (0,5 max)	
Oțel/Fontă	Îmbunătățit HRC $\leqslant$ 35	Uscat	0,15—0,175 (0,2 max)	1—1,5
	Îmbunătățit HRC $\leq$ 35	Uns	0,07—0,08	$\leqslant$ 3
Oțel/Oțel	Durificat superficial HRC $>$ 45	Uns	0,015—0,05	$\leqslant$ 10

* Condiții standard: Viteză tangențială $v \in [5; 25]$ m/s; rugozitatea suprafețelor active $R_a \in [0,4; 0,8]$ μm.

** Pentru durată foarte scurtă și funcționare intermitentă se poate accepta majorarea de două ori a valorilor $(\xi_g)_a$.

Tabelul 18.6, b

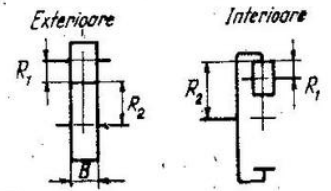
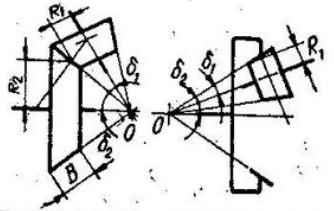
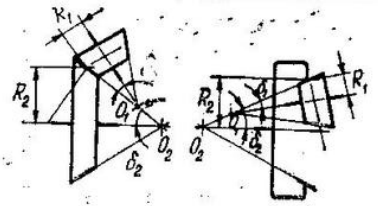
Coeficienții de frecare în regim de tracțiune EHD [6]

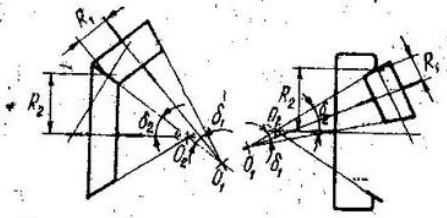
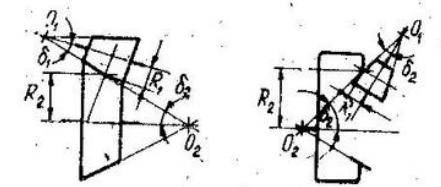
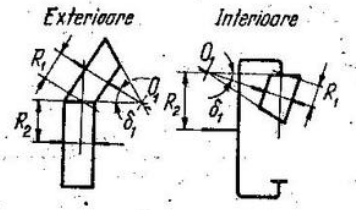
Tipul lubrifiantului	μ_{max}*	Coeficientul de vâscozitate-presiune α^*, (GPa)$^{-1}$	Temperatura maximă, C°
Hidrocarbură cicloalifatică sintetică (Santotrac 50)	0,096	21,8—29	150
Clorofenil silicon (Mobil N 62)	0,078	36	95
Ulei mineral naftenic	0,055—0,065	21,8—29	110
Ulei mineral pentru transmisii automate (ATF)	0,05 —0,06	11,5—24,5	120
Ulei sintetic poliesteric	0,035—0,045	10 —21	180
Ulei pentru angrenaje (SAE 90)	0,045—0,06	14,5—24,5	110

* Materialul cuplei de frecare oțel/oțel cu HRC $\geqslant$ 55.

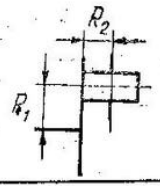
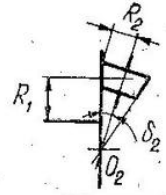
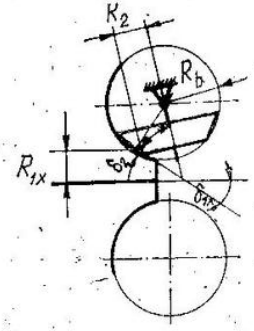
Formele de bază ale geometriei roților

Tabelul 18.7, a

Pentru contactul liniar	Curburile principale, mm^{-1}		Factorul geometric $Z_{gx}^2 = R_x \Sigma C$	Limita coeficientului de lățime $(\psi_R)_{lim} \geq B/R_{min}$
	C_1	C_2		
1	2	3	4	5
ROȚI CILINDRICE *Exterioare* *Interioare* 	$1/R_1$	$\pm 1/R_2$	$1 \pm i_x^{-1}$; $i_x = \|(R_2/R_1)_x$	0,3–0,5
ROȚI CONICE 	$\cos\delta_1/R_1$	$\pm \cos \delta_2/R_2$	$\cos\delta_1[1 \pm (i_x \cos\delta_1/\cos\delta_2)^{-1}]$	0,3–0,5
 $\vec{e} = \overrightarrow{O_1O_2} \Rightarrow \operatorname{sgn}\vec{e} > 0$	$\cos \delta_1/R_1$	$\pm\cos \delta_2/R_2$	$\cos\delta_1[1 \pm (i_x \cos\delta_1/\cos\delta_2)^{-1}]$	$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{(\xi_g)_a \sin\delta_1 + (1+k_s)\lvert\sin\delta_1 - \sin\delta_2/i_x\rvert}$

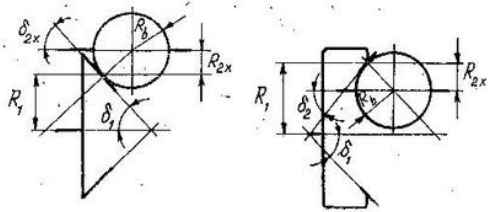
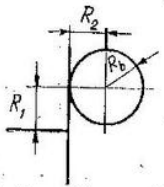
 $\bar{e} = \overline{O_2O_1} \Rightarrow \operatorname{sgn} \bar{e} < 0$	$\cos \delta_1/R_1$	$\pm \cos \delta_2/R_2$	$\cos \delta_1[1 \pm (i_x \cos\delta_1/\cos\delta_2)^{-1}]$	$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{-(\xi_g)_a \sin\delta_2 + (1+k_s)\lvert\sin\delta_2 - \sin\delta_1 i_x\rvert}$
				$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{-(\xi_g)_a \sin\delta_2 + (1 \mp k_s)\lvert\sin\delta_2 + \sin\delta_{w_1} i\rvert}$
ROȚI CILINDRO-CONICE 	$\cos \delta_1/R_1$	$\pm 1/R_2$	$\cos \delta_1[1 \pm (i_x \cos \delta_1)^{-1}]$	$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{\lvert(\xi_g)_a + (1 + k_s)} (1/\sin \delta_1)$

Tabelul 18.7, a (continuare)

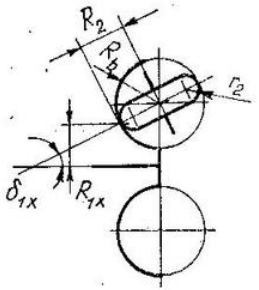
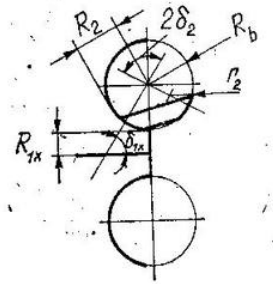
1	2	3	4	5
ROȚI FRONTALE				
Cilindrice 	0	$1/R_2$	i_x^{-1}	$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{(\xi_g)_a+(1+k_s)}$
Conice 		$\cos\delta_2/R_2$	$\left(\dfrac{i_x}{\cos\delta_2}\right)^{-1}$	$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{(\xi_g)_a+(1+k_s)\lvert 1-\sin\delta_2/i_x\rvert}$
ROȚI TOROIDALE *) 	$\cos\delta_{1x}/R_{1x}$	$\cos\delta_2/R_2\approx$ $\approx 1/R_b$	$\cos\delta_1[1\pm(i_x\cos\delta_1/\cos\delta_2)^{-1}]$	$\dfrac{2k_s(\xi_g)_a}{(\xi_g)_a\sin\delta_1+(1+k_s)\lvert\sin\delta_1-\sin\delta_2/i_x\rvert}$

*)Echivalarea momentană cu roțile conice (contact liniar aproximativ).

Formele de bază ale geometriei roților

Pentru contactul punctiform	Curburile principale, mm^{-1}			
	În secțiune normală		În planul axelor	
	C_{11}	C_{21}	C_{12}	C_{22}
ROȚI SFERICE  Axa de rotație: impusă, $R_2 = R_b \cos \delta_2$; liberă, $R_2 = R_b$	$\pm \cos \delta_1 / R_1$	$\cos \delta_{2x} / R_{2x} = 1/R_b$	0	$1/R_b$
 Axa de rotație impusă sau liberă $R_2 = R_b$	0	$1/R_2 = 1/R_b$	0	$1/R_b$

Tabelul 18.7,b (continuare)

1	2	3	4	5
ROȚI TOROIDALE Sferic-diametrale 	$\cos \delta_{1x}/R_{1x}$	$1/R_2 = 1/R_b$	$-1/R_b$	$1/r_2$
Sferic pe coardă 	$\cos \delta_{1x}/R_{1x}$	$\cos \delta_2/R_2 = 1/R_b$	$-1/R_b$	$1/r_2$

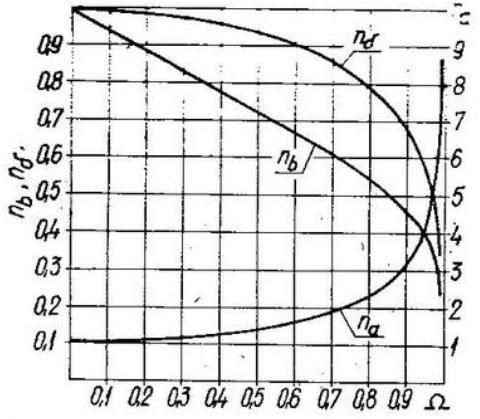


Fig. 18.33. Valorile coeficienților n_a, n_v și n_δ [13].

d. **Calculul geometric** (subrutina 4 „GEOM" RF). Datorită diversității constructive mari, în tabelul 18.8 și fig. 18.34 *a* și *b* se recomandă doar modul de stabilire a dimensiunilor extreme ale roților de fricțiune (RF) reglabile funcție de dimensiunea caracteristică. Fiecare soluție concretă de variator implică definitivarea geometriei pe baza recomandărilor din § 18.2.1 și a informațiilor din prospecte (v. bibliografia).

Tabelul 18.8

Relațiile și recomandările pentru calculul geometric al variatoarelor cu roți de fricțiune [7; 11; 14]

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
Diametrele extreme ale roților pentru variatoarele mono*, mm	a) D_{1x} = var.; D_2 = const; $D_{1max} \approx \Delta D_{1min}$; $D_{1min} = D_2/(i_m\Delta^{1/2})$ $D_2 = i_m D_{1m}$; $D_{1m} = (D_{1max}D_{1min})^{1/2}$	
	b) D_1 = const.; D_{2x} = var; $D_{2max} \approx \Delta D_{2min}$; $D_{2min} = i_m\Delta^{-1/2}D_1$; $D_{2m} = i_m D_1$; $D_{2m} = (D_{2max}D_{2min})^{1/2}$	
Diametrele extreme ale roților pentru variatoarele duo*, mm	a) $D_{1,2x}$ = var.; $d_{r1,2}$ = const; $i_m = d_{r1}/d_{r2}$; $D_{2max} \approx D_{1min}\Delta^{1/2}$; $D_{2min} \approx D_{1max}\Delta^{-1/2}$	Trebuie asociată o legătură suplimentară între $D_{1min,\,max}$ și (i_m; Δ) pentru a se ridica nedeterminarea (v. § 18.2.1 Soluții constructive)**. Pentru variatorul duo simetric $D_{1max,\,min} = D_{2max,\,min}$
	b) $D_{1,2}$ = const; $d_{r1,2x}$ = var. $i_m = D_2/D_1$; $d_{1max} = \Delta^{1/2}d_{2min}$; $d_{1min} = \Delta^{-1/2}d_{2max}$	Trebuie asociată o legătură suplimentară între $d_{1min,\,max}$ și (i_m; Δ). (v. § 18.2.1. Soluții constructive)** Pentru variatorul duo simetric $d_{1max,\,min} = d_{2max,\,min}$

* Dimensiunea caracteristică rezultată din calculul de dimensionare este $D_{1(2)min}$ sau $D_{1(2)}$ pentru $M_{1(2)}$ = const.

** În general această legătură rezultă din egalitatea curselor de reglare pe ambele roți cu geometrie variabilă.

*** Alunecările elastice se pot neglija întrucît la $\xi_e \in [0,5...2]\%$ modificările geometriei sînt neînsemnate.

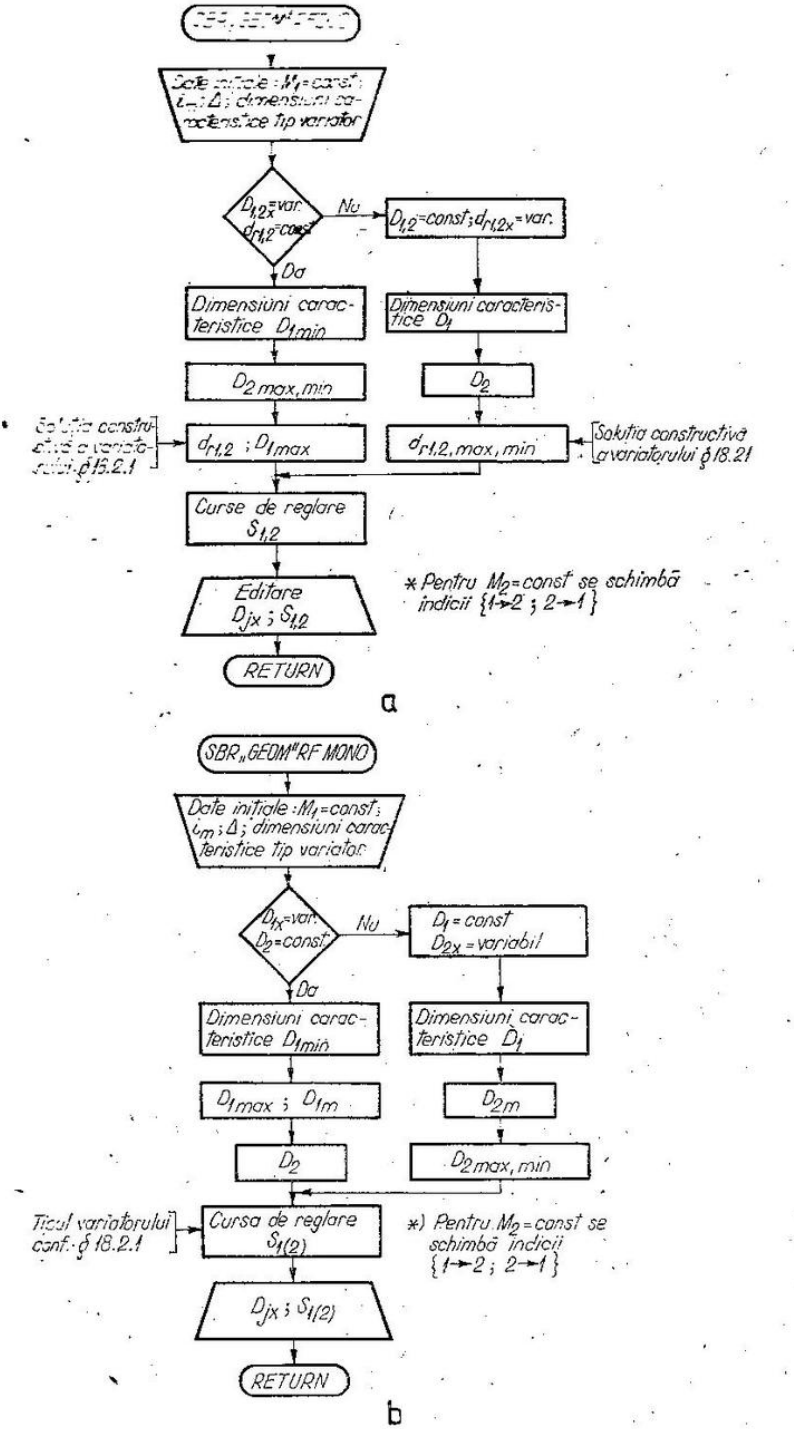


Fig. 18.34. Algoritm pentru calculul geometric al:

a — variatoarelor duo cu roți de fricțiune ; *b* — al variatoarelor mono cu roți de fricțiune.

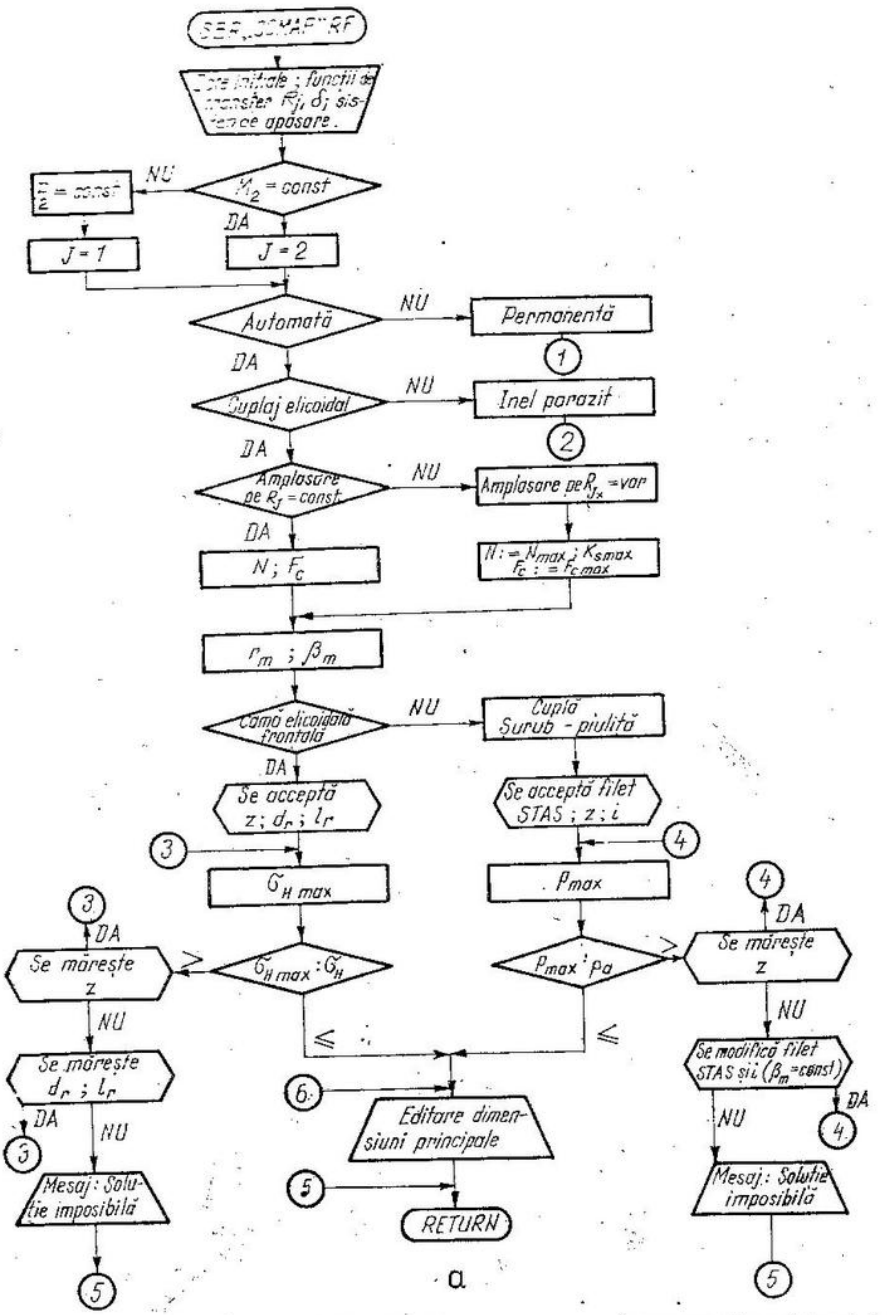
e. **Sistemul de apăsare** (subrutina 5 „COMAP" RF). Conform recomandărilor din § 18.2.2. se optează pentru una dintre soluțiile posibile de apăsare. Dacă nu apar incompatibilități constructive, dispozitivul se amplasează preferențial pe arborele de cuplu constant.

Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „COMAP", valabilă pentru variatoarele cu roți de fricțiune (RF), sînt cuprinse în tabelul 18.9 și fig. 18.35.

Tabelul 18.9

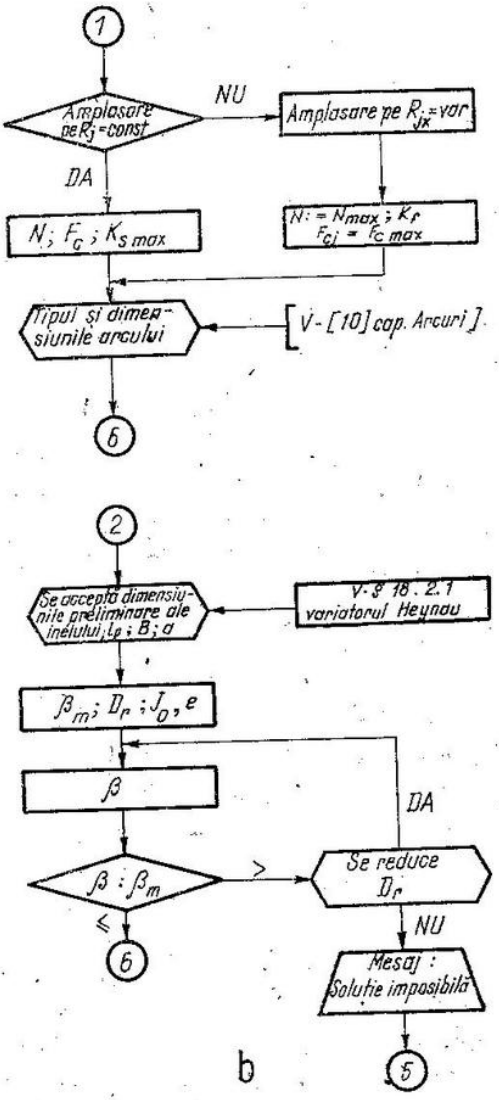
Relațiile pentru calculul parametrilor sistemului de apăsare (tensionare) pentru variatoarele mono și duo cu roți de fricțiune [7, 8, 9, 11, 14]

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
1	2	3
Forța normală de apăsare în zona de contact, N Forța de comandă, N Apăsarea excedentară în poziția de reglare cu ω_{2max}	**Dispozitiv amplasat pe arborele cu** $R_j = \text{const}$ $N = k_s M_j/(R_j\mu)$; $F_c = N \sin \delta_j$; $k_{s\,max}/k_s = \Delta^{1/2}$, pentru apăsare permanentă; $k_{s\,max}/k_s = 1$, pentru apăsare automată	M_j[mN · m] — intensitatea cuplului constant R_j[mm] — raza elementului aferent arborelui de cuplu constant k_s și μ conform tabelului 18.6. δ_j conform soluției constructive a variatorului (v. § 18.2.1.).
Forța normală de apăsare, N Forța de comandă, N Constanta elastică (rigiditatea) arcului, N/mm Apăsarea excedentară în poziția de reglare cu ω_{2max}	**Dispozitiv amplasat pe arborele* cu** $R_{jx} = \text{var}$ $N_{max.\,min} = k_s M_j/(\mu R_{j\,min.\,max})$; $F_{c\,max.\,min} = N_{max.\,min} \sin \delta_j$; $k_f = (F_{cmax} - F_{c\,min})/s_j$; $k_{s\,max}/k_s = 1$, pentru apăsare permanentă; $k_{s\,max}/k_s = \Delta^{1/2}$ pentru apăsare automată	Cursa de reglare s_j [mm] a roții cu geometrie variabilă R_{jx}
Raza medie de contact a dispozitivului, mm	**Apăsare permanentă** (dispozitiv compliant) V. [10], cap. Arcuri	Arcul elicoidal cilindric, sau grupul în serie de arcuri disc, trebuie corelat dimensional cu arborele și discul variatorului în funcție de gabaritul disponibil.
Raza medie de contact a dispozitivului, mm Unghiul de pantă al planului înclinat echivalent, rad	**Apăsare automată (dispozitiv reactiv-tip cuplaj elicoidal)** $r_m = \chi_R r$ $\beta_m = \text{arctg}\left(\frac{\mu}{k_s} \cdot \frac{R}{r_m} \cdot \frac{1}{\sin \delta_j}\right) - \varphi' > 0$ La $R_j = \text{const}$, $R = R_j$ La $R_{jx} = \text{var.}$, $R = R_{jmin}$	r [mm] raza arborelui $\chi_R \in [1{,}05;\ 1{,}1]$ și $\varphi' = \text{arctg}\left(\mu_1/\cos\frac{\alpha}{2}\right)$ pentru cupla șurub-piuliță (contact alunecător oțel/oțel $\mu_1 \approx 0{,}1$; $\alpha = \pi/6$ rad). $\chi_R \in [1{,}25;\ 1{,}75]$ și $\varphi' \approx 0$ pentru camă elicoidală frontală (contact rostogolitor)



a

Fig. 18.35. Algoritm pentru calculul parametrilor sistemului de



tensionare (apăsare) pentru variatoarele cu roți de fricțiune.

Tabelul 18.9 (continuare)

1	2	3
Diametrul și lungimea rolelor, mm Numărul rolelor Tensiunea maximă de contact, MPa	*Camă elicoidală frontală* $d_r \approx 0{,}25\ r_m$; $l_r/d_r \approx 1{,}5$; $z \geqslant 3$; $\sigma_{H\,max} = [\Sigma C \cdot w/(\pi\eta_e)]^{1/2} \leqslant \sigma_H$	d_r și l_r se standardizează conform normelor pentru construcția rulmenților. $\Sigma C = 1/r_r$ [mm^{-1}] curbura în punctul de contact. $w = N_{max}/(z\,l_r)$ [N/mm] — sarcina distribuită pe lățimea de contact a unei role $\sigma_H \in [1\,500\,;\ 2\,500]$ MPa.
Numărul de începuturi al filetului conform STAS Numărul de spire active Presiunea maximă de strivire, MPa	*Cuplă șurub -piuliță* $i = \pi d_2 \operatorname{tg} \beta_m/p \in \{1; 2; 3\}$: $z \leqslant 10$ spire; $p_{max} = F_c/(z\pi d_2 H_2) \leqslant p_a$	Funcție de $2r_m = d_2$ se standardizează filetul pătrat sau trapezoidal corespunzător. p [mm] — pasul filetului conf. STAS H_2 [mm] — înălțimea activă a spirei filetului conform STAS $p_a \leqslant 0{,}3\,\sigma_{0,2}$ [MPa]
Unghiul de împănare necesar, rad	**Apăsarea automată (dispozitiv reactiv tip inel parazit)** $\beta_m = \operatorname{arctg}[\mu/(k_s \cos\delta)]$	v. variatorul Heynau § 18.2.1
Dimensiunile preliminare ale inelului Lățimea primitivă, mm Lățimea de contact, mm Lățimea totală, mm Diametrul de rostogolire, mm Jocul diametral în gol, mm Deformația elastică sub sarcină, mm Unghiul efectiv de împănare, rad	$l_p \geqslant 2\,R_{min}(\Delta^{1/2} - 1)\operatorname{ctg}\delta$; $B = \psi_R R_{min}/\sin\delta$; $a = l_p + B\sin\delta$ $D_r \leqslant [A^2 - R_{min}^2(\Delta^{1/2} - 1)^2 \sin^2\beta]^{1/2}/\cos\beta + R_{min}(\Delta^{1/2} + 1)$ $J_0 \approx D_r - [A + R_{min}(\Delta^{1/2} + 1)]$; $J_e \approx 0{,}149\,k_s F_{tmax} R_m^2 \cos\delta/\mu E I_z$ $\beta = \operatorname{arctg} \times$ $\times \left[\dfrac{(A + J_0)^2 - A^2}{A^2 - R_{min}^2(\Delta^{1/2} - 1)^2}\right]^{1/2} \leqslant$ $\leqslant \beta_m$	$\delta \leqslant 65°$ semiunghiul la vîrf al conului de rostogolire ψ_R conform tabelului 18.7. $A \in [1{,}12\,;\ 1{,}25]\,(\Delta^{1/2} + 1)\,R_{min}$ — distanța dintre axele roților reglabile $F_{t\,max} = M_j/R_{min}$ [N] — forța tangențială maximă $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ MPa; $I_z = ah^3/12$ [mm^4] $R_m \approx R_r + h$ [mm] — raza medie a inelului

* j este indicele arborelui de cuplu constant.

f. **Verificarea variatorului** (subrutina 6 „VERIF" RF). Exclusiv în cazul contactului lubrificat se controlează posibilitatea tracțiunii în regim EHD (realizarea unei pelicule portante și stabile care exclude contactul direct). Se consideră concludentă în această privință compararea grosimii minime a peliculei de lubrifiant cu rugozitatea medie a suprafețelor active (invariantul SKF) [15]. Relațiile de calcul utilizate se bazează pe modelul Dowson-Higginson [3] particularizat pentru rulmenți [6]. Valabilitatea echivalenței menționate este limitată însă de apariția fenomenului de starvare — alimentare insuficientă cu lubrifiant a contactului.

Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „VERIF EHD" sînt date în tabelul 18.10 și fig. 18.36.

Întrucît transmisia cu roți de fricțiune constituie un caz particular al variatoarelor, toate relațiile de calcul rămîn valabile cu restricția $i = \text{const}$.

Tabelul 18.10

Relațiile de calcul și recomandările pentru verificarea tracțiunii în regim EHD pentru variatoarele cu roți de fricțiune lubrificate[3; 6; 15]

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
1	2	3
Temperatura de regim a variatorului, °C	$t \approx \frac{(1-\eta_v)\,P_1 10^3}{K_T A_T} + 20°$	P_1[kW]; η_v conf. § 18.2.1 $K_T \in [10;\ 16]$W/m² este coeficientul de transfer termic la răcire liberă; A_T[m²] — aria neecranată a carcasei variatorului.
Viscozitatea lubrifiantului la temperatura de regim, Pa·s	$\eta_t = \rho_t[\exp(a/T^b) - c]\cdot 10^{-6}$	Constantele a, b și c din relația Walther-Ubbelohde depind de marca lubrifiantului. $\rho_t = \rho_{20°}[1-0{,}65\cdot 10^{-3}(t-20°)]$[kg/m³] este densitatea lubrifiantului la temperatura de regim. $T \approx 273+t$ [K]-temperatura absolută a lubrifiantului.
Rugozitatea medie a suprafețelor active, μm	$R_{am} = [R_{a1}^2 + R_{a2}^2]^{1/2}$	$R_{a1,2} \in [0{,}4;\ 0{,}8]$ μm
Forța tangențială transmisă, N	$F_{tjx} = M_j/R_{jx}$	Calculul se efectuează pentru perechea de elemente aferente arborelui de cuplu constant, în pozițiile extreme de reglare (semnificația indicilor conf. fig. 18.36).
Viteza tangențială în zona de contact, m/s	$v_{jx} = \omega_{jx} R_{jx}\cdot 10^{-3}$	
Invarianții modelului Dowson-Higginson	**Contact liniar**	
Invariantul grosimii minime a peliculei	$H^* = h_{min}/R_{jec} = 2{,}65 G^{0,54} U^{0,7} W^{-0,13}$	$1/R_{ec} = \cos\delta_1/R_{1x} \pm \cos\delta_2/R_{2x}$ [m⁻¹] — curbura echivalentă în poziția de reglare admisă
Invariantul materialului	$G = \alpha^* E_{ec}$	α^*[Pa⁻¹] conform tabelului 18.6,b $2/E_{ec} = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$ — modulul de elasticitate echivalent $E_{1,2}$ în Pa și ν conform tabelului 18.5
Invariantul vitezei	$U = \eta_t u_j/(E_{ec} R_{jec})$	$u_j = v_{jx}$[m/s]-viteza în zona de contact
Invariantul sarcinii	$W = w_j/(E_{ec} R_{jec})$	$w_j = (k_s/\mu) F_t/(B n_s)$ [N/m] - sarcina normală distribuită pe lățimea de contact

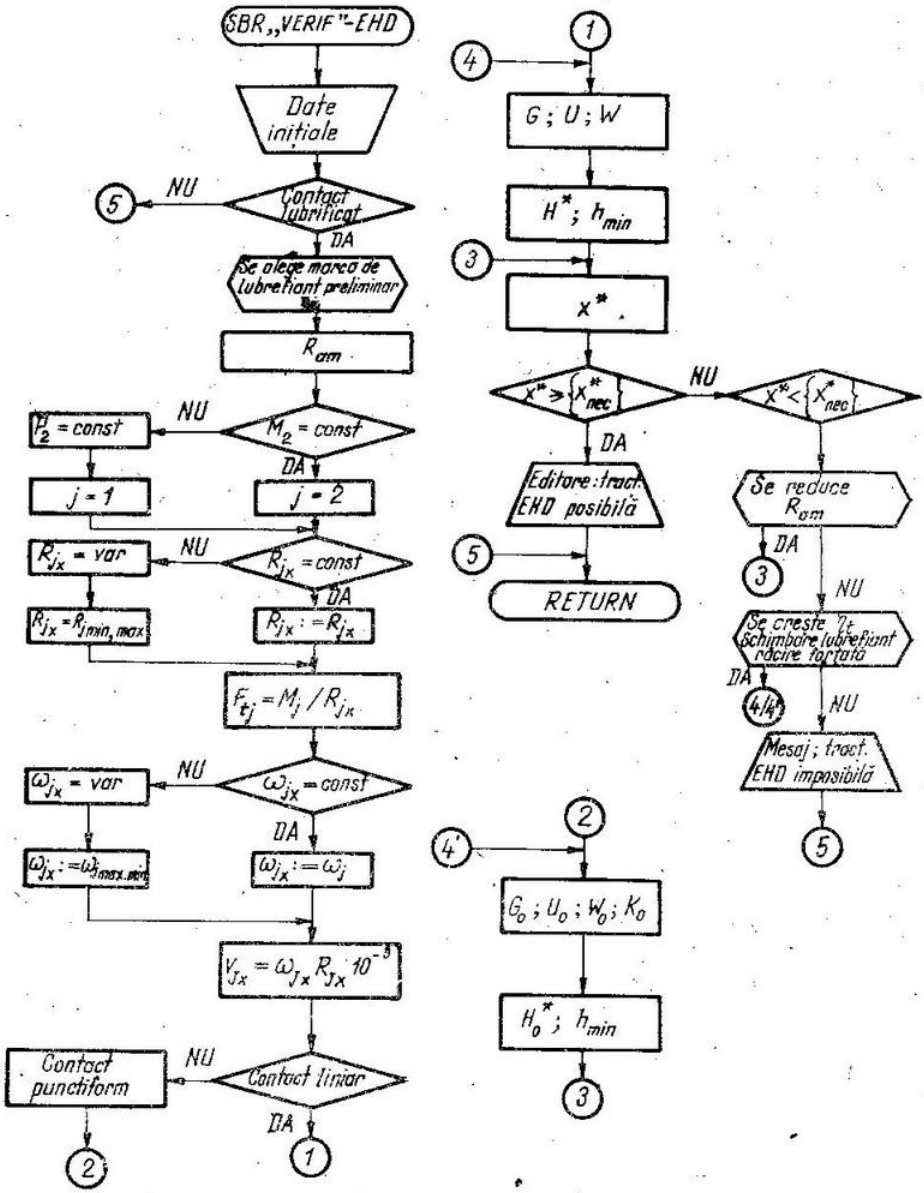


Fig. 18.36. Algoritm pentru verificarea tracțiunii în regim EHD.

Tabelul 18.10 (continuare)

1	2	3
	Contact punctiform	
Invariantul grosimii minime a peliculei	$H_0^* = h_{min}/R_{xec} = 3{,}63G_0^{0,49}U_0^{0,68}(1 - e^{-0,68K_0})\ W_0^{-0,073}$	$1/R_{xec} = 1/R_{x_1} \pm 1/R_{x_2}$ [m^{-1}]-curbura echivalentă după semiaxa mică a elipsei de contact
Invariantul materialului	$G_0 = G$	
Invariantul vitezei	$U_0 = \eta_t u_t/(E_{ec}R_{xec})$	
Invariantul sarcinii	$W_0 = N_t/(E_{ec}R_{xec}^2)$	$N_t = (k_{st}/\mu)\ F_{tj}/n_s$ [N]-intensitatea forței normale de apăsare
Invariantul geometriei contactului	$K_0 = R_{yec}/R_{xec}$	$1/R_{yec} = 1/R_{y_1} \pm 1/R_{y_2}$ [m^{-1}]-curbura după semiaxa mare a elipsei de contact
Grosimea minimă a peliculei, μm	$h_{min} = H^*R_{yec}10^6$; $h_{min} = H_0^*R_{xec}10^6$	
Invariantul SKF	$x^* = h_{min}/R_{am} \in \{x_a^*\}$	Tracțiunea în regim EHD devine posibilă pentru $x_a^* \in [2{,}5; 4]$ [7]

18.3. Variatoare cu element flexibil

Aceste variatoare (fig. 18.37) sînt mult mai răspîndite, deși diversitatea lor constructivă este redusă față de variatoarele cu roți de fricțiune.

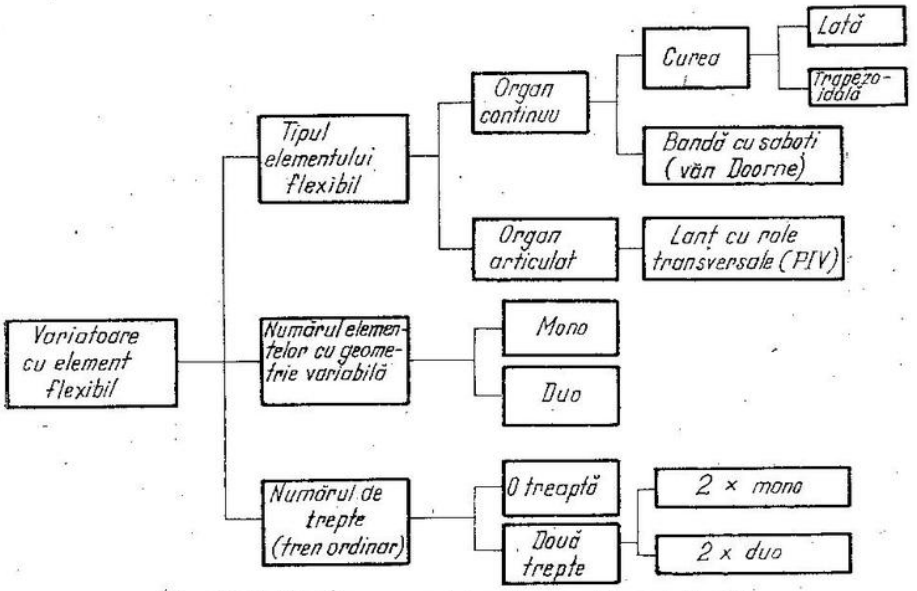


Fig. 18.37. Clasificarea variatoarelor cu element flexibil.

Un variator cu element flexibil este alcătuit dintr-un element motor și unul condus, legate printr-un organ intermediar flexibil, dispozitivul de tensionare (apăsare) și mecanismul de reglare a raportului de transmitere.

18.3.1. *Soluții constructive*

Variatorul cu curea lată este reprezentat schematic în fig. 18.38. Constă din două tambure tronconice, cu axele și generatoarele paralele, peste care se înfășoară cureaua lată, tensionată permanent cu o rolă de întindere sau prin deplasarea unui tambur. Raportul de transmitere se modifică prin translatarea curelei cu ajutorul unei furci.

Gabaritul său transversal este condiționat de lățimea curelei și de domeniul de reglare:

$$B \geqslant 2b + R_{min}(\Delta^{1/2} - 1)\ \mathrm{ctg}\ \delta \cup \delta \in [15°; 22{,}5°], \qquad (18.26)$$

limitîndu-le utilizarea și performanțele la: $P_1 \leqslant 1{,}5$ kW; $\omega_1 \leqslant 300$ rad/s; $\Delta \leqslant 6$ [7, 10, 14].

Variatoarele cu curea trapezoidală pot folosi ca organ intermediar curelele trapezoidale late (STAS 7503-80; v. tabelul 18.11) sau curelele trapezoidale clasice (STAS 1164/1-71; v. tabelul 18.12). La gabarite practic identice ale variatorului, profilul trapezoidal clasic în raport cu cel lat realizează capacități de tracțiune mult mai mici.

Cureaua trapezoidală se înfășoară pe două roți, dintre care cel puțin una are geometria variabilă. Roțile cu geometrie variabilă (fig. 18.39) sînt alcătuite din două discuri conice *, dispuse în opoziție pe un butuc comun. La deplasarea discurilor în sens axial, cureaua își modifică poziția în raport cu axa de rotație, obținîndu-se astfel variația razelor primitive.

Performanțele cinematice ale variatorului sînt condiționate de geometria curelei trapezoidale (l_p/h; b/h), respectiv de gradul de curbare (D_p/h_{min}), parametru limitat inferior de durabilitatea la oboseală (tabelul 18.13).

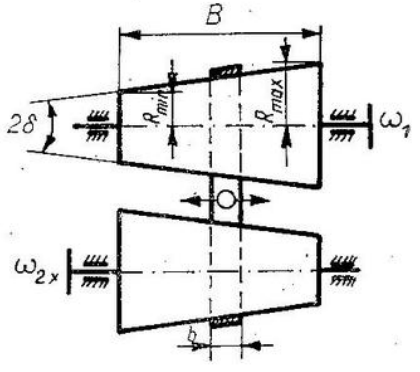
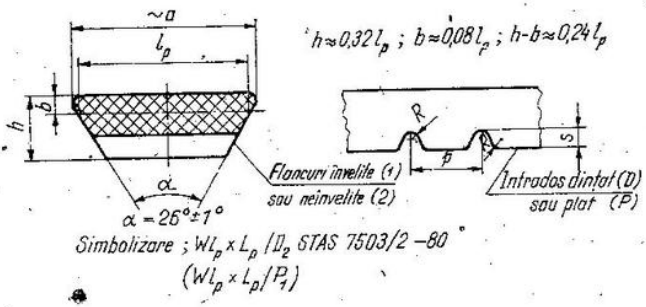


Fig. 18.38. Variator cu curea lată.

* Discurile cu generatoare neliniare [14] nu se folosesc datorită complicațiilor tehnologice și imposibilităților de tipizare.

Tabelul 18.11 a

Curele trapezoidale late conform STAS 7503-80 pentru variatoare de uz general



Simbolizare ; $Wl_p \times L_p$ / D_2 STAS 7503/2 –80
($Wl_p \times L_p / P_1$)

Dimensiuni principale, mm

Profil $W \times l_p$	~ a	b	h	L_p minim	L_p maxim
W 16	16,6	1,3	5,1±0,2	560	1000
W 20	20,7	1,6	6,4±0,3	560	1750
W 25	25,9	2,0	8,0±0,3	710	1600
W 28	29	2,0	8,0±0,3	800	2000
W 31,5	32,6	2,5	10±0,3	1120	2500
W 36*	37,2	2,5	10±0,3	1120	2500
W 40	41,5	3,2	$12{,}5^{+0{,}5}_{-0{,}3}$	1400	2800
W 46*	47,6	3,0	$12{,}0^{+0{,}5}_{-0{,}3}$	1600	2800
W 50	51,9	4,0	$16^{+0{,}7}_{-0{,}3}$	1600	2800
W 54*	56	4,0	$16^{+0{,}7}_{-0{,}3}$	1800	2800
W 63	65,3	5,0	$20^{+1{,}0}_{-0{,}4}$	1800	2800
W 70	72	5,0	$20^{+1{,}0}_{-0{,}4}$	1800	2800
W 80	82,9	6,3	$25{,}5^{+1{,}2}_{-1{,}8}$	2240	2800
W-100	103,7	8,0	$32^{+1{,}3}_{-1{,}0}$	—	2800

Șirul lungimilor primitive tipizate: 560±12; 630±12; 710±14; 800±16; 900±18; 1000±20 1120±22; 1250±24; 1400±28; 1600±32; 1800±36; 2000±40; 2240±44; 2500±50; 2800±55.

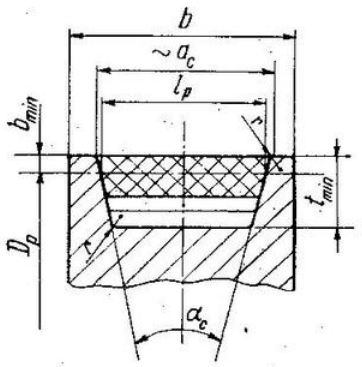
* Profile utilizabile exclusiv pentru înlocuirea curelelor la variatoarele provenite prin import.

Dimensiunile informative ale danturii, mm

h	p	s	r	R
5,1...6,4	6	3	0,4	0,4
> 6,4...12	9	3,7	0,5	0,5
> 12...16	10,8	5,0	1,16	1,0
> 16...20	15	7,5	1,6	1,5
> 20...32	25	12,5	2,0	2,0

Tabelul 18.11 b

Roți de curea trapezoidală lată conform [40;44;47]



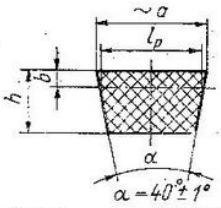
Canal $W \times l_p$	$\sim a_{c\,min}$	b_{min}	t_{min}	b	r	** $D_{pi} \geq$
W 16	16,9	1,5	10	22	0,2	45
W 20	21	1,75	12	26	0,2	56
W 25	26,3	2,25	14	32	0,2	63
W 28	29,3	2,25	14	35	0,2	63
W 31,5	33,1	2,75	16	40	0,25	80
W 36*	37,6	2,75	16	45	0,25	80
W 40	41,9	3,25	18	52	0,25	100
W 46*	47,9	3,25	18	56	0,25	100
W 50	52,6	4,5	22	62	0,3	125
W 54*	56,6	4,5	22	66	0,3	125
W 63	66,2	5,5	26	75	0,3	140
W 70	73,2	5,5	26	85	0,3	140
W 80	83,9	6,75	30	95	0,4	180
W 100	104,9	8,5	38	115	0,4	200

* Roți de schimb pentru variatoare procurate prin import.

** Valabil exclusiv pentru roțile cu dimensiuni constante ale variatoarelor mono.

Tabelul 18.12 a

Curele trapezoidale clasice conform STAS 1184-80



Simbolizare: A×l_p×L_p STAS 1164/1-71

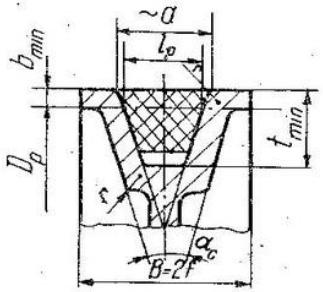
Dimensiuni principale, mm

Profilul	l_p	~a	h	b_{max}	L_p		A_c[mm²]	P^*_{100}[kw]
					min	max		
Y	5,3	6	4±0,2	1,3	400	2800	18,2	0,023
Z	8,5	10	6±0,3	2,0	450	3550	46,9	0,063
A	11	13	8±0,3	2,8	560	4500	80,7	0,167
B	14	17	11±0,5	3,5	800	8000	143	0,4
C	19	22	14±0,5	4,8	1250	12500	236,7	0,875
D	27	32	19±0,8	6,4	2000	12500	476,6	3,0
E	32	38	25±0,7	8,3	3150	12500	722,5	4,2

* P_{100} este puterea transmisă la $\omega_1 = 100$ rad/s și $(D_p/h)_{min} \geqslant 4,5$.

Tabelul 18.12 b

Roți de curea trapezoidală clasică conform STAS 1162-83*



Canal	l_p	~a_{min}	v_{min}	t_{min}	B*	r	$D_{pz} \geqslant$ *
Y	5,3	6,3	1,6	6,3	14±1	0,5	40
Z	8,5	10	2,5	11,5	16±1	0,5	63
A	11	13	3,3	14,3	$20\pm^{2}_{1}$	1,0	80
B	14	17	4,2	18,2	$25\pm^{2}_{1}$	1,0	125
C	19	22,5	5,7	24,7	$34\pm^{2}_{1}$	1,5	140
D	27	32	8,1	28	$48\pm^{3}_{1}$	2	180
E	32	38	9,6	33	$58\pm^{4}_{1}$	2,5	250

* Valabil exclusiv pentru roțile cu dimensiuni constante ale variatoarelor mono.

Tabelul 18.13

Restricțiile geometrice și cinematice la variatoarele cu curea trapezoidală [7, 10, 14]

Profilul trapezoidal	Unghiul dintre flancurile canalului	Forma discurilor roții reglabile	Gradul minim de curbare $(D_p/h)_{min}$	Extensia reglării $D_{p\,max}/D_{p\,min}$*	Domeniul de reglare (valori maxime)	
					$\Delta_{s\,mono}$	$\Delta_{s\,duo}$
LAT $l_p/h \approx 3,125$ $b/h \approx 0,25$	Simetric conform STAS 7503-80 $\alpha_c \approx 26°$	Tronconice simetrice (fig. 18.39,*a*)	$\geqslant 5,68$	$1 + \left[(0,95 l_p/h)\ \mathrm{ctg}\ \frac{\alpha_c}{2} - 2(1 - b/h)\right]/(D_p/h)_{min}$	$\leqslant 3$	$\leqslant 9$
	Asimetric Beker [38] $\alpha_{c1} \approx 19°$; $\alpha_{c2} \approx 1°$	Tronconice asimetrice (fig. 18.39,*b*)	$\in [5,68;\ 7,46]$	$1 + 2[(0,95\, l_p/h)/(\mathrm{tg}\alpha_{c_1} + \mathrm{tg}\alpha_{c_2}) - (1 - b/h)]/(D_p/h)_{min}$	[3,63; 3	[13,2; 9]
Clasic STAS $l_p/h \approx 1,35$ $b/h \approx 0,4$	$\alpha_c \approx 18°$	Tronconice simetrice (fig. 18.39,*a*)	$\in [4;\ 5]$	$1 + \left[(0,95\, l_p/h)\ \mathrm{ctg}\ \frac{\alpha_c}{2} - 2(1 - b/h)\right]/(D_p/h)_{min}$	[2,8; 2,4]	[7,85; 5,76]
	$\alpha_c \approx 30°$	Tronconice cu fante (fig. 18.39, *c*)	$\geqslant 5,75$ $D_f/h = 15,3$**	$\left[(D_f/h) + (0,95\, l_p/h)\mathrm{ctg}\ \frac{\alpha_c}{2}\right]/(D_p/h)_{min}$	$< 3,5$	$\leqslant 12,25$
		Tronconice telescopice (fig. 18.39,*d*)	$\geqslant 5,75$ $n \approx 3$***	$1 + [n(0,95\, l_p/h)\ \mathrm{ctg}(\alpha_c/2) - 2(1 - b/h)]/(D_p/h)_{min}$	$\leqslant 3,3$	$\leqslant 10,9$

* $J = 0,05\, l_p$ — jocul frontal pentru compensarea deformației transversale și uzurii flancurilor curelei.
** D_f — diametrul maxim al fantelor.
*** Numărul inelelor care alcătuiesc discul telescopic.
Cursa totală de reglare $2x = (D_{p\,max} - D_{p\,min})\ \mathrm{tg}\alpha_c/2$ este independentă de forma discurilor.

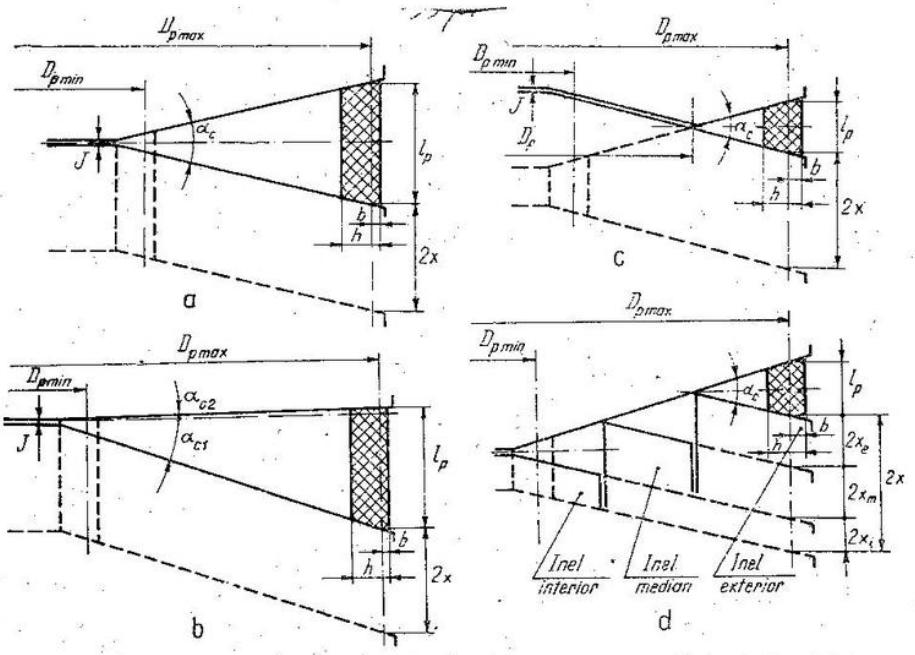


Fig. 18.39. Geometria roților reglabile pentru curele trapezoidale clasice și late.

Ameliorări importante ale domeniului de reglare se pot obține utilizîndu-se: profile trapezoidale asimetrice tip *Becker* [38], unghiuri de canal mai mici decît cele ale profilului, sau discuri conice speciale (cu fante frontale sau telescopice) [10, 14]. Ultimele două soluții, recomandate numai pentru profilul trapezoidal clasic, influențează defavorabil uzura flancurilor curelei și comportamentul dinamic al transmisiei, motiv pentru care se utilizează relativ rar.

Profilul trapezoidal asimetric *Becker* permite creșteri ale gradului de curbare $(D_p/h)_{min}$, menținînd domeniul de reglare în limite raționale. Acest profil este tipizat după același șir de dimensiuni ca și profilul trapezoidal lat.

Constructiv și funcțional se disting două tipuri de roți cu geometrie variabilă:

— roți comandate, la care deplasarea relativă a discurilor se realizează sub acțiunea mecanismului de reglare (fig. 18.40);

— roți cu revenire (închidere) forțată, la care contactul dintre discuri și flancurile curelei este menținut cu arcuri (fig. 18.41).

Roțile cu diametru constant nu diferă principial de soluțiile utilizate pentru transmisiile cu $i = \text{const}$ (fig. 18.42). Roțile cu geometrie variabilă tipizate [38; 39; 41; 42; 43; 47] se montează de regulă în consolă pe arborii

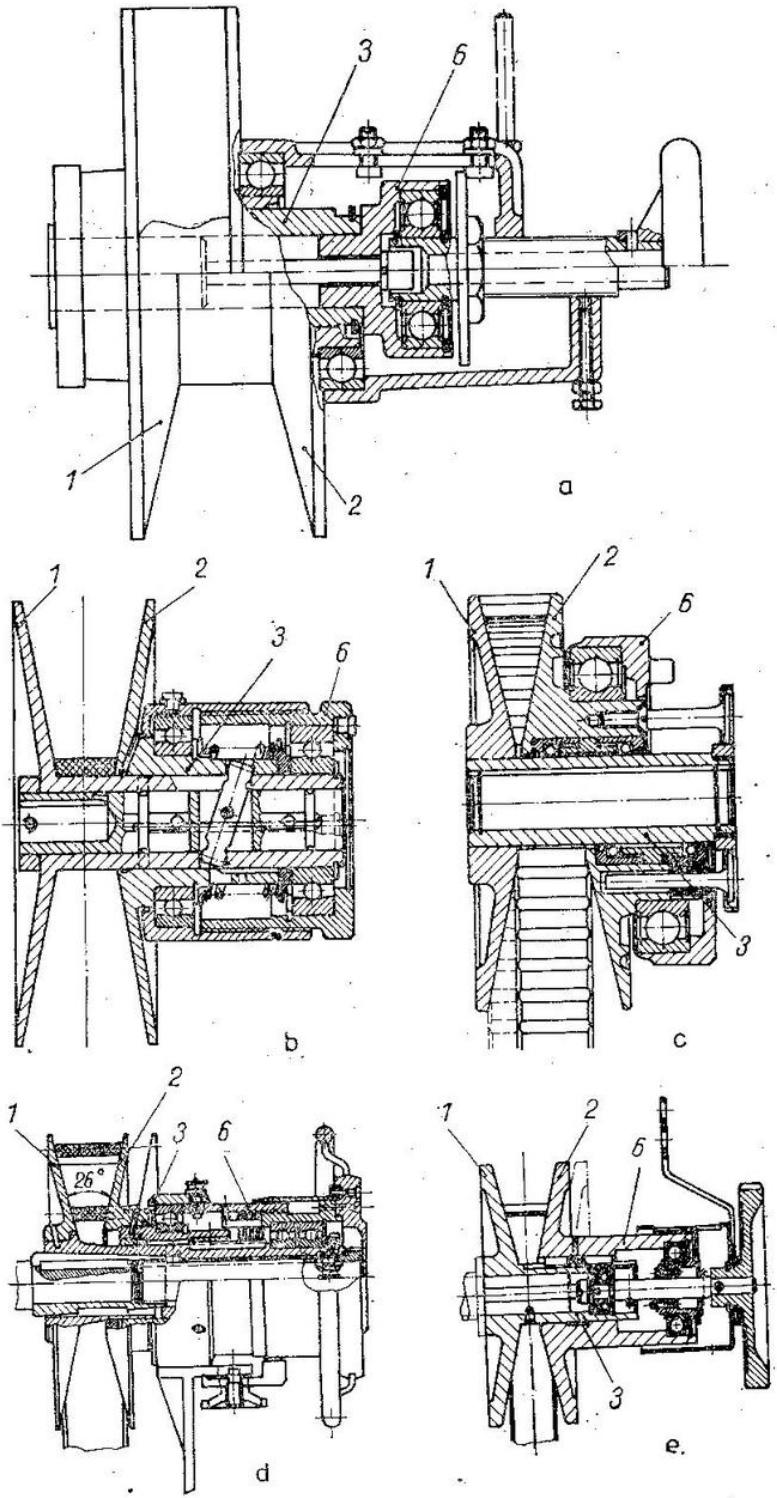


Fig. 18.40. Roți de variator comandate:

a, c, d și *e* — cu deplasare asimetrică; *b* — cu deplasare simetrică:

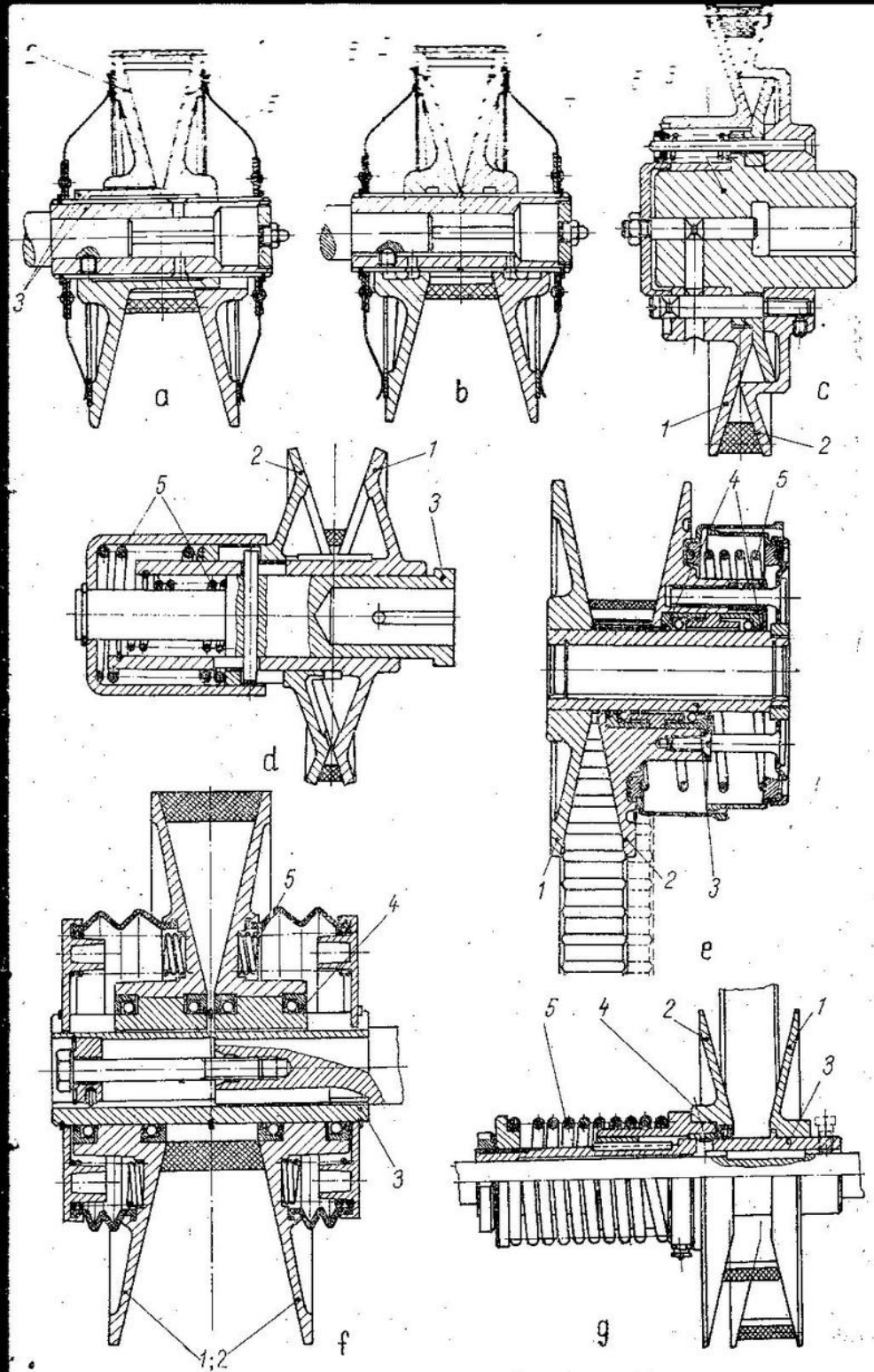


Fig. 18.41. Roți cu revenire forțată pentru variatoare:

a, *b* și *f* — cu deplasare simetrică; *c* — cu disc mobil telescopic (pentru curele clasice); *d* — cu discuri fantate (pentru curele clasice); *e* și *g* — cu deplasare asimetrică.

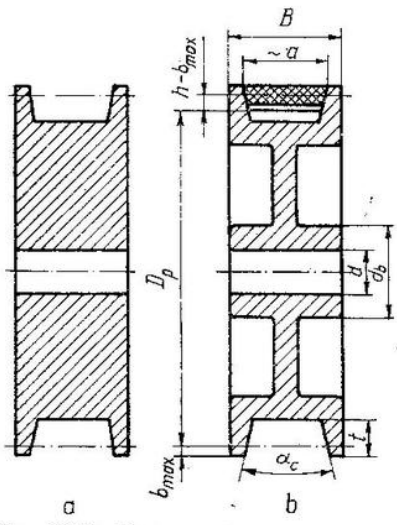


Fig. 18.42. Roți cu diametru constant pentru variatoare mono:
a — variantă bloc; *b* — variantă cu disc și butuc.

mașinii motoare și de lucru (ajustaj H7/k6 sau J7/k6). Diferențierile constructive (*v.* fig. 18.40 și 18.41) constau în: modul de fixare a discurilor *1* și *2* pe butucul *3*, etanșarea ajustajului alunecător *4*, tipul arcului *5* și al mecanismului de reglare *6*.

Se menționează cîteva obiective ce trebuie urmărite de proiectant: nivel maxim de reutilizare a componentelor, centrare optimă și evitarea blocării discurilor mobile pe butuc, lubrificarea și etanșarea ajustajului alunecător, reducerea consolei și asigurarea fixării axiale a butucului.

Discurile se execută din fontă cenușie ($v \leqslant 25$ m/s), oțel carbon de calitate sau aliaje ușoare eloxate dur pe suprafețele active. Pentru butucii roților se recomandă oțelurile de îmbunătățire.

Conform celor de mai înainte, se pot alcătui schematic următoarele tipuri de variatoare cu curea trapezoidală:

Variatorul mono constă dintr-o roată cu diametru constant *1* și a doua cu diametrul reglabil *2* (fig. 18.43 *a*, *b*). Modificarea diametrului de înfășurare are loc prin variația distanței dintre axe. Pentru orice poziție de reglare planul median al curelei trebuie menținut paralel cu el însuși prin deplasarea convenabilă a subansamblului mobil.

Prin înserierea a două variatoare mono identice se obține soluția în două trepte (2×mono; fig. 18.43, *c*). Subansamblul mobil cuprinde ambele roți cu geometrie variabilă, *2* și *2'*. La reglarea raportului de transmitere acest subansamblu efectuează o mișcare de basculare, modificîndu-se în opoziție diametrele roților *2* și *2'*.

La variatoarele duo ambele roți au diametrele reglabile în opoziție prin deplasarea simetrică (fig. 18.44, *a*) sau în diagonală (fig. 18.44, *b*, *c*) a discurilor. Distanța dintre axe se menține constantă * (fig. 18.44 *a*, *b*, *c*). Mecanismul de reglare a raportului de transmitere comandă ambele roți sau numai una (ceea ce implică revenirea forțată cu arc la roata a doua).

Prin înserierea a două variatoare duo identice se obțin cinci soluții în două trepte (2×duo; fig. 18.45 *a* — *e*). Diferențierile constructive sînt determinate de tipul și dispunerea mecanismului de reglare.

Se observă că variatoarele 2×mono și 2×duo utilizează incomplet capacitatea de transmitere a primei trepte.

În fig. 18.46 sînt date cîteva dintre cele mai reușite soluții de variatoare mono și duo cu curea trapezoidală, în execuție individuală, care realizează

* Datorită acestui fapt, pe întreg domeniul de reglare tensionarea inițială a curelei se modifică ușor (deficiență practic neglijabilă).

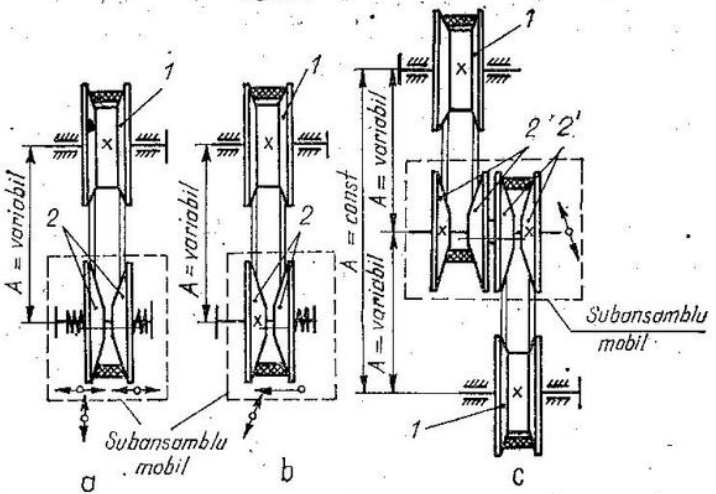


Fig. 18.43. Variatoare mono și 2 × mono (schematizare):
a — cu deplasare simetrică a discurilor roții reglabile; *b* și *c* — cu deplasare asimetrică a discului roții reglabile.

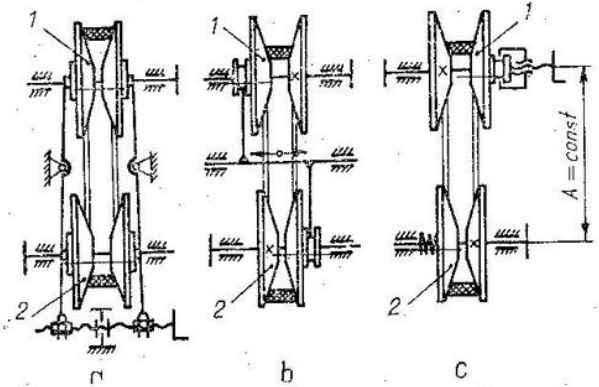


Fig. 18.44. Variatoare duo (schematizare):
a — cu deplasare simetrică a discurilor roților reglabile; *b* și *c* — cu deplasare asimetrică a discutilor celor două roți reglabile.

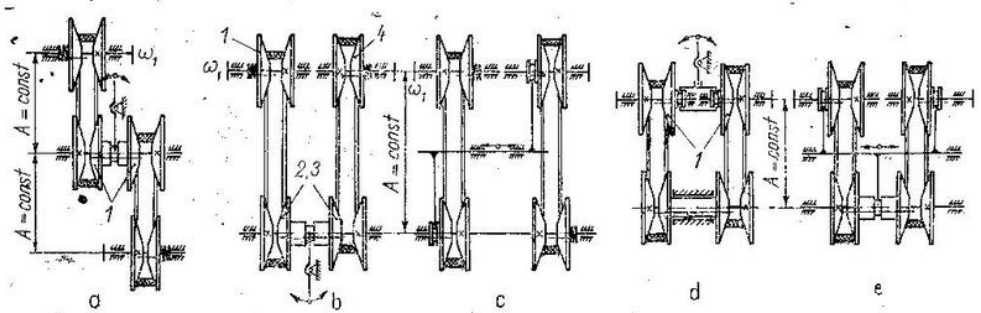
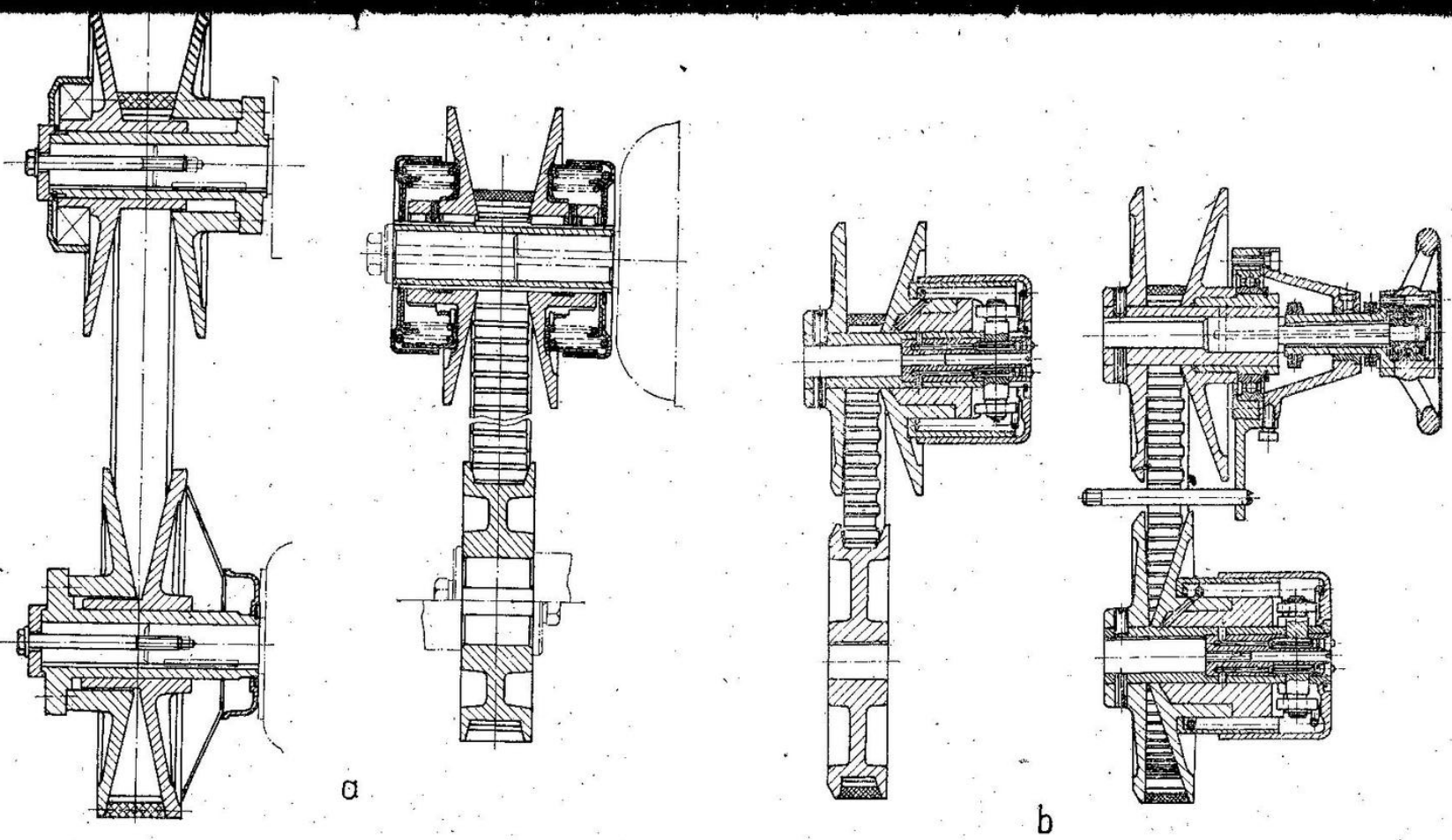


Fig. 18.45. Variatoare 2 × duo (schematizare):
a — cu trei axe geometrice; *b*, *c*, *d* și *e* — cu două axe geometrice


a
b

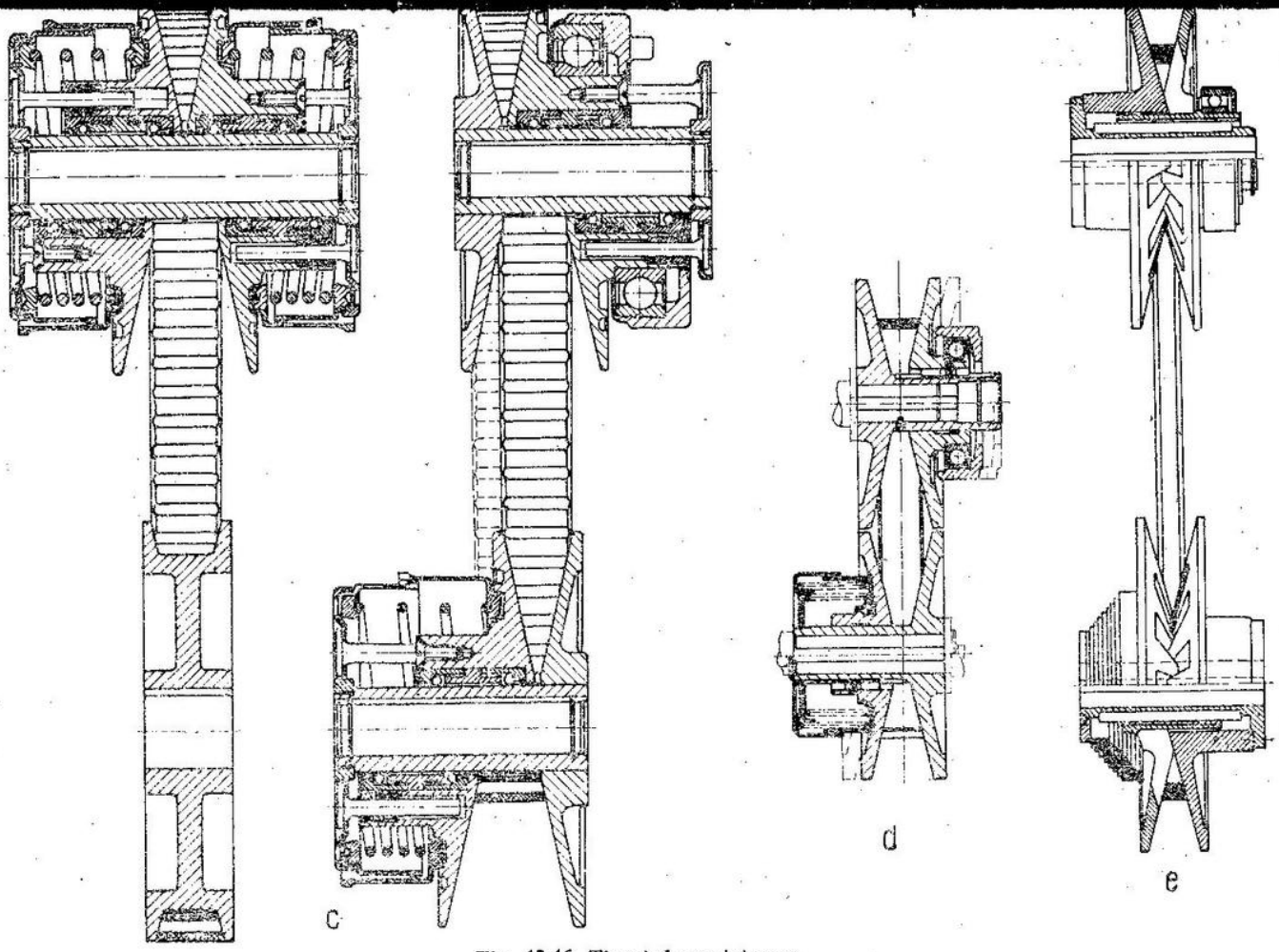


Fig. 13.46. Tipuri de variatoare:

a — variator duo și mono Lenze [42]; *b* — varitor mono și duo Becker [38]; *c* — variator mono și duo Fleuder [41]; *d* — variator duo PIV [43]; *e* — variator duo cu discuri fantate Berges [39].

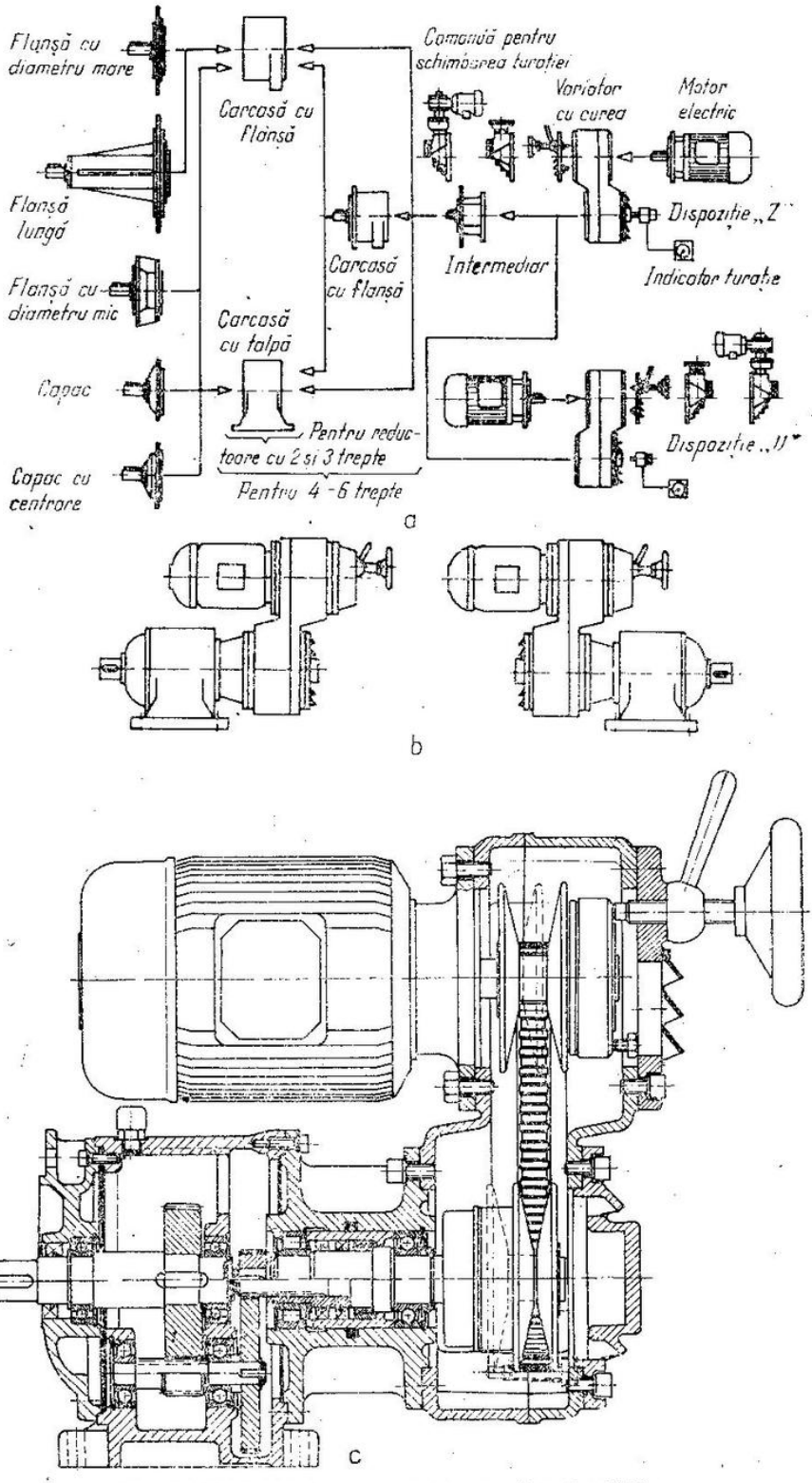


Fig. 18.47. Modularizarea variatoarelor (Flender [41]):
a — principii de modulizare; *b* — dispoziție relativă motor-variator în U și Z; *c* — grup motor-variator-reductor.

următoarele performanțe: $P_1 \leqslant 110$ kW; $\omega_1 \leqslant 300$ rad/s; $\Delta_{mono} \leqslant 3$; $\Delta_{duo} \leqslant 9$ $m_v/P_1 \in [13{,}2;\ 1{,}5]$ kg/kW.

Variatoarele duo se pot concepe și ca grupuri motor-variator sau motor-variator-reductor.

Nivelul ridicat de modularizare a componentelor (v. variatoarele Flender), permite fixarea pe fundație în diferite poziții (fig. 18.47).

Reductoarele sînt alcătuite din trenuri de angrenaje cilindrice (cu 2—6 trepte) sau cilindro-melcate, avînd raportul de transmitere $i_r \in [3{,}15;\ 100]$. Dispozitivul de tensionare (apăsare) a curelei, conținut în roata cu revenire forțată, este amplasat obligatoriu pe arborele de cuplu constant. Tensionarea permanentă se obține cu arcuri elicoidale cilindrice, disc (Belleville) secționate radial sau lamelare stelate. Ultimele două soluții, tehnologic mai complicate, realizează gabarite minime. Arcurile sînt dispuse unilateral sau bilateral și acționează pe suprafețele frontale ale discurilor mobile. Astfel se asigură contactul forțat (tensionarea) dintre disc și flancurile curelei, compensîndu-se totodată uzura și relaxarea curelei (v. fig. 18.41).

Tensionarea automată se realizează cu ajutorul unor came elicoidale frontale care fac legătura între discul mobil și arbore, înlocuind îmbinarea canelată sau cu pană paralelă. Pentru amorsarea tensionării dispozitivul este prevăzut cu un arc elicoidal complementar, pretensionat la $\sim 0{,}1\ F_{ax}$.

La o rază medie a camei $r_e < 1{,}5\ R_b$, impusă constructiv, unghiul de pantă are valoarea:

$$\beta \geqslant \operatorname{arctg}\left[M_{t1(2)}/(F_{ax(1)2} r_e)\right] - \varphi, \qquad (18.27)$$

Unghiul de frecare $\varphi = \operatorname{arctg} \mu$ este practic nul în cazul contactului cu rostogolire (camă-rolă-camă).

Mecanismul de reglare a raportului de transmitere diferă constructiv pentru soluțiile mono și duo.

În cazul variatoarelor mono acesta constă dintr-un suport culisant sau basculant ce poartă subansamblul mobil: motorul electric și roata cu revenire forțată (fig. 18.48). La deplasarea suportului, comandată cu un mecanism șurub-piuliță, se modifică distanța dintre axe și, implicit, diametrul de înfășurare a curelei pe roata cu revenire forțată. Dacă este imposibilă variația distanței dintre axe, aceeași funcție poate fi realizată cu o rolă de întindere aplicată pe ramura antrenată a curelei.

În cazul variatoarelor duo, unul dintre discurile roții comandate este deplasat axial de un mecanism cu șurub, cu pîrghii, camă, tub flexibil cu bile sau cilindru de forță hidraulic (fig. 18.49). Întrucît distanța dintre axe este invariabilă, discul roții cu revenire forțată se deplasează în opoziție, realizîndu-se astfel orice raport de transmitere în interiorul domeniului de reglare.

Mecanismele de reglare a raportului de transmitere pot fi acționate manual sau electric (telecomandă). Operația de reglare este posibilă numai în cursul funcționării variatorului.

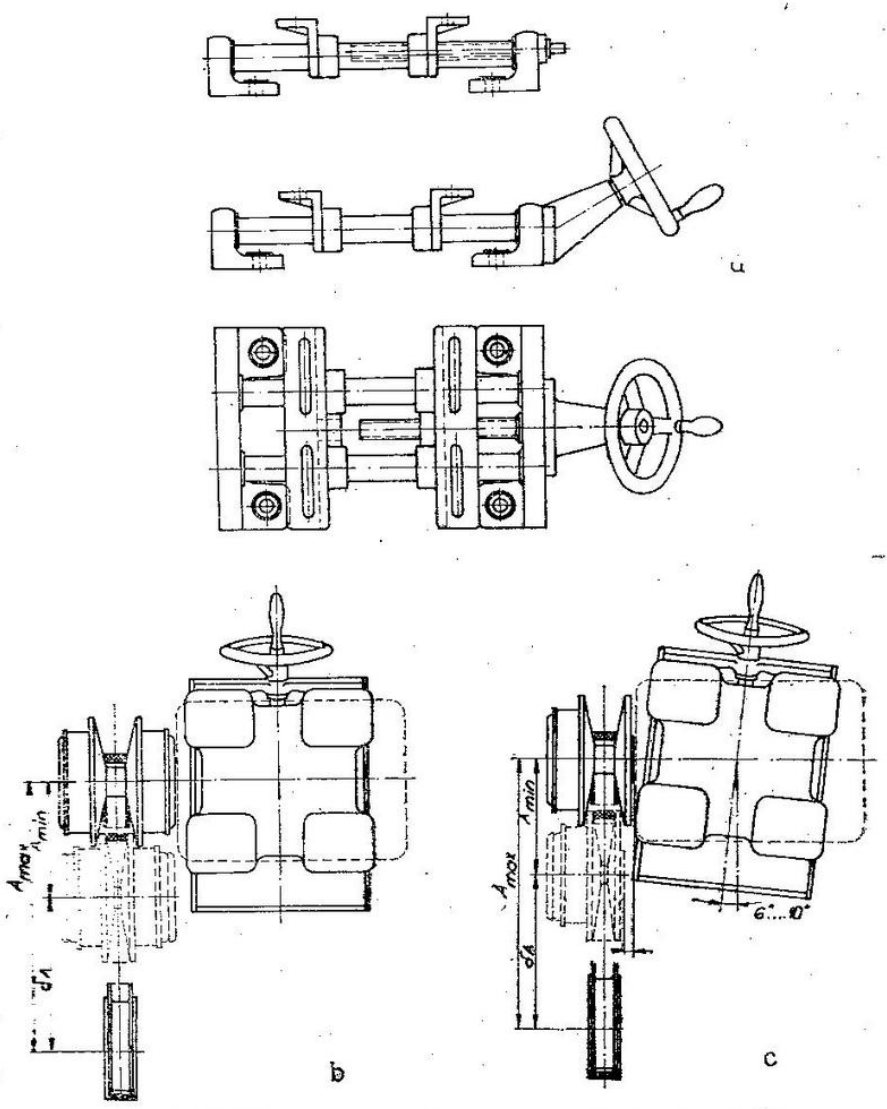


Fig. 18.48. Mecanismul de reglare pentru variatoare mono [42]:
a — schiță constructivă; *b* — pentru deplasare simetrică a discurilor roții reglabile; *c* — pentru deplasare asimetrică a discului roții reglabile.

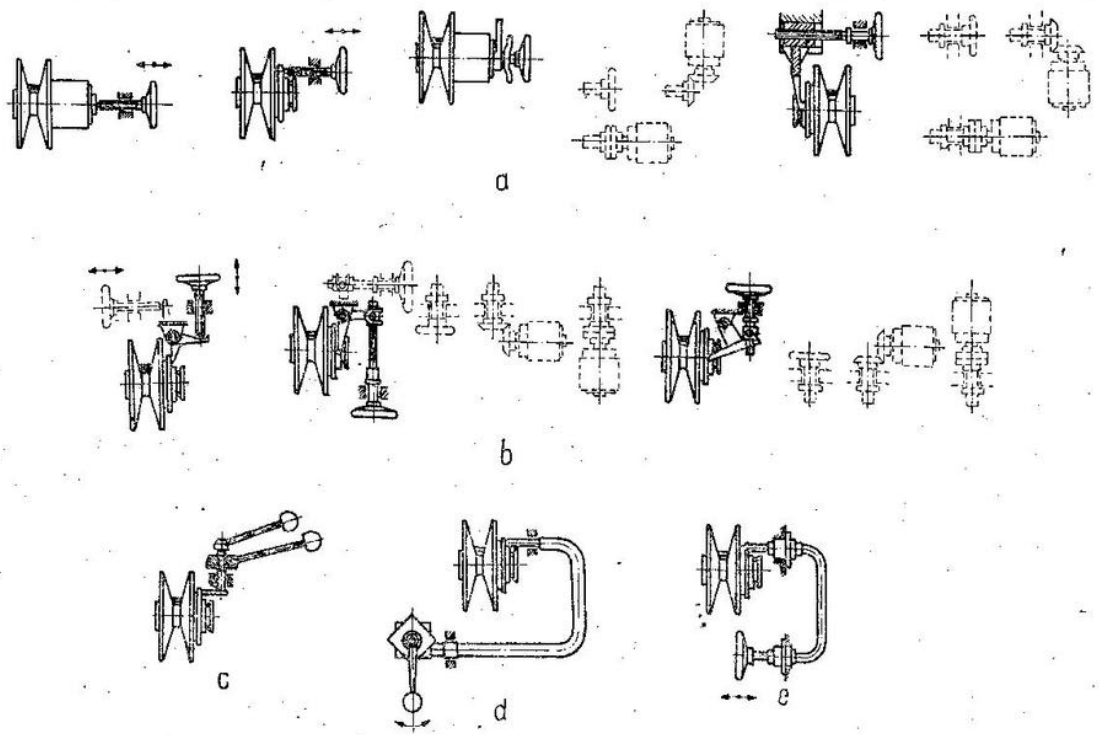


Fig. 18.49. Mecanisme de reglare (schițe constructive) [41]:
a — cu șurub; *b* — cu pîrghie; *c* — cu camă ; *d* — cu tub flexibil; *e* — hidrostatic.

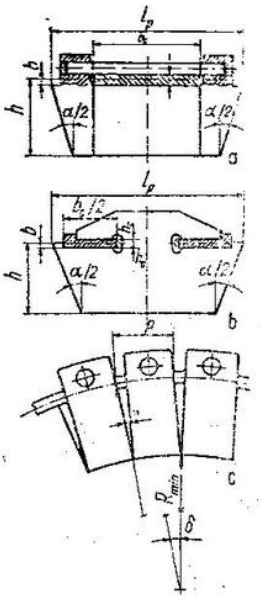


Fig. 18.50. Bandă cu segmenți tip „Transmatic" TR [2, 49].

Variatorul cu bandă și segmenți „Transmatic" [2, 49] reprezintă o soluție de dată recentă care elimină dezavantajul principal al curelei trapezoidale late — limitarea puterii transmise de durabilitatea la oboseală și uzură.

În afară de utilizările obișnuite, acest variator înlocuiește cutia de viteze a autovehiculelor de litraj mijlociu DAF, realizînd următoarele performanțe: $P_1 \in [7{,}5; 95]$ kW; $\omega_1 \in [100; 550]$ rad/s; $\Delta \in [4; 9{,}6]$; $\eta_v \in [0{,}87; 0{,}9]$.

Elementul flexibil este alcătuit dintr-o bandă inelară din oțel de înaltă rezistență ce poartă segmenți rigizi cu profil trapezoidal (fig. 18.50). Segmenții, cu grosimea p, sînt articulați pe bandă prin știfturi (fig. 18.50, *a*) sau prin formă (fig. 18.50, *b*) și au fețele frontale înclinate cu unghiul δ. În aceste condiții, raza minimă de înfășurare a benzii are valoarea (fig. 18.50, *c*)

$$R_{min} \geq p/\text{tg}\ \delta. \qquad (18.28)$$

Cu notațiile din fig. 18.50, expresia gamei de reglare, implicit fenomenul transmiterii de putere, rămîn practic aceleași ca și pentru curelele trapezoidale late (v. tabelul 18.13).

Construcția și funcționarea variatorului *Transmatic* TR 10—40 N prezintă cîteva particularități remarcabile (fig. 18.51). Reglarea raportului de transmitere, ca și apăsarea dintre flancurile segmenților trapezoidali și discurile conice, sînt intercondiționate și se obțin printr-un sistem hidrostatic automat. Contactul teoretic liniar dintre elementele active (segmenți/discuri) în regim EHD asigură capacități de tracțiune mari, la o durabilitate economică $L_h \in [1\,500; 4\,500]$ $h \Leftrightarrow L_s \in [1; 3]\ 10^5$ km și alunecări reduse în sarcină sau în gol $\Delta i/i \in [0{,}8; 1{,}8]\,\%$. Lagărele roților reglabile preiau exclusiv încercările radiale datorate eforturilor din bandă și greutăților proprii. Intensitatea efortului de întindere se menține practic invariabilă pe conturul benzii, independent de cuplul rezistent, întrucît efortul util este transmis de la roata motoare la cea condusă prin contactele succesive dintre segmenții ramurii conduse/motoare [2]. Nivelul de zgomot se menține între limitele 71-78 dB (A) pentru $\omega_1 \in [150; 300]$ rad/s.

Roțile reglabile, motoare *1* și condusă *2*, peste care se înfășoară banda inelară cu segmenți *3*, au cîte un disc fixat pe arbore, iar al doilea culisant, avînd și funcția de piston pentru cilindrii de forță *5* și *9*. Pompa cu roți dințate *15*, antrenată de arborele motor, aspiră uleiul din baie prin sorbul-filtru *6*,

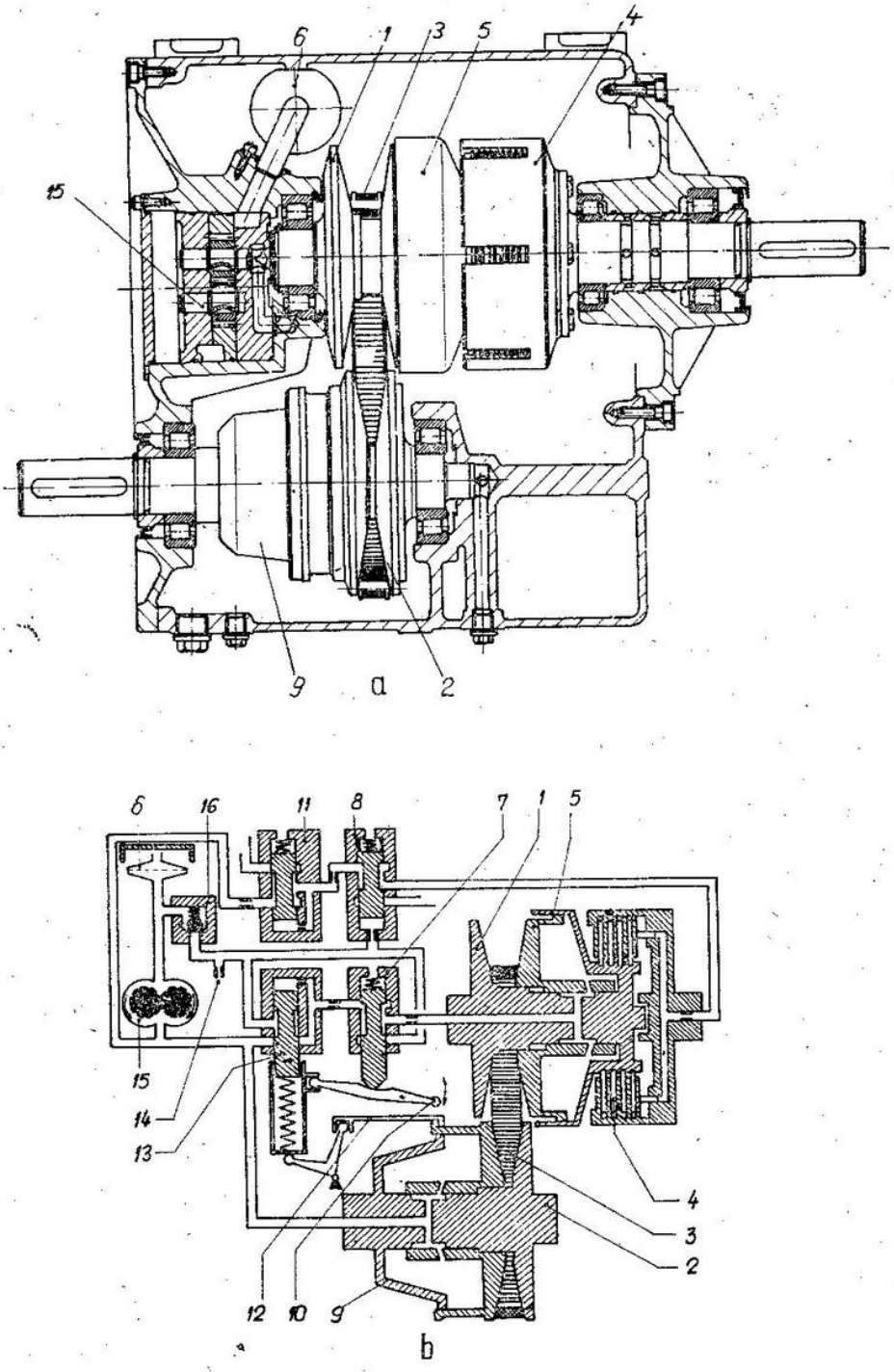


Fig. 18.51. Variator „Transmatic" TRX[2, 49]:
a — schiță constructivă; *b* — schema circuitului de reglare.

refulîndu-l în circuitul sistemului hidrostatic automat de reglare-apăsare. Cilindrul de forță *9* al roții conduse este alimentat cu ulei la presiunea constantă $p_2 = 0{,}65$ MPa, direct de la pompă. Prin intermediul blocului de reglare-distribuire *13* și *7*, se alimentează cu ulei la presiunea variabilă p_1 cilindrul de forță *5* al roții motoare. Pentru un anumit raport de transmitere, preselectat cu maneta *10*, blocul de reglare-distribuire modifică în cei doi cilindri de forță cantitățile de ulei și asigură raportul optim dintre presiunile de alimentare, dependent de cuplul rezistent $p_1/p_2 = f(i_x; M_{2x})$. Această funcție este condiționată de sesizorul mecanic de deplasare cu feedback *12*, care compară valoarea efectivă i_x cu cea preselectată. Ambreiajul principal cu lamele *4* este acționat hidrostatic, cu temporizare, prin blocul de reglare-distribuire *11* și *8*, legat la pompa *15*. Presiunea în acest circuit este redusă la valoarea $p_3 = 0{,}25$ MPa. Derivația cu drosel *14* furnizează uleiul de ungere la presiunea controlată prin supapa de siguranță *16*.

Variatorul poate funcționa la $P_2 = \text{const}$ sau $M_2 = \text{const}$, funcție de domeniul de utilizare.

Variatorul cu lanț specializat PIV [50] reprezintă o soluție perfecționată, la care complicațiile constructive ale angrenării cu geometrie variabilă sînt eliminate de transmiterea mișcării prin frecare. Elementul flexibil articulat este adus în contact forțat cu suprafețele active ale discurilor conice. Noile condiții funcționale au impus specializarea constructivă a lanțului, rezultînd trei variante distincte:

— Lanțul cu role (fig. 18.52, *a*) are zalele alcătuite din eclise plate *1*, care reține prin formă cîte două role cilindrice scurte *2*, cu axele cuprinse în planul de mișcare. Zalele sînt articulate cu bolțuri nituite.

— Lanțul cu inele (fig. 18.52, *b*) are zalele de formă cilindrică, *1*, peste care sînt reținute, cu siguranțe elastice, inele lise exterior *2*. Articulațiile cu frecare de rostogolire sînt realizate prin perechi de bolțuri-cuțit *3*. Elementele cilindrice intră în contact cu suprafețele active ale discurilor și diminuează totodată frecările ce apar la extremitățile arcelor de înfășurare.

— Lanțul cu pivoți articulați (fig. 18.52, *c*) are o construcție simplă, robustă și un comportament dinamic ameliorat ($v_{max} \leqslant 30$ m/s). Zalele sînt alcătuite alternativ din eclisele plate *1* și eclisele *2* în formă de U. Extremitățile bombate ale bolțurilor-cuțit *3* constituie în acest caz zonele de contact cu suprafețele active ale discurilor.

Seria RH (fig. 18.53 *a*) utilizează unul, două sau patru lanțuri în paralel, realizînd următoarele performanțe: $P_1 \leqslant 132$ kW; $\omega_1 \leqslant 300$ rad/s; $\Delta \leqslant 6$; $\eta_v \approx 0{,}92$.

Roțile reglabile motoare *1* și condusă *2*, peste care se înfășoară lanțul cu pivoți articulați *3*, sînt identice constructiv și au cîte un disc culisant în raport cu arborele, iar al doilea imobil. Cele două discuri sînt cuplate prin-

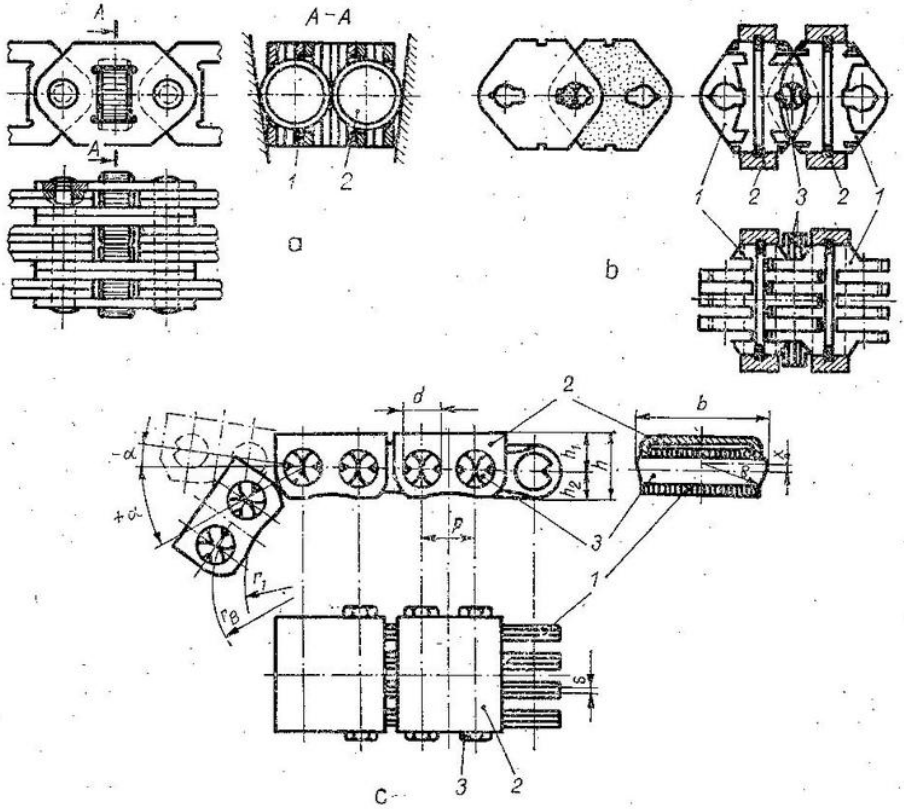


Fig. 18.52. Lanțuri specializate PIV [43]:
a — cu role cilindrice de contact; *b* — cu inele; *c* — cu pivot articulat.

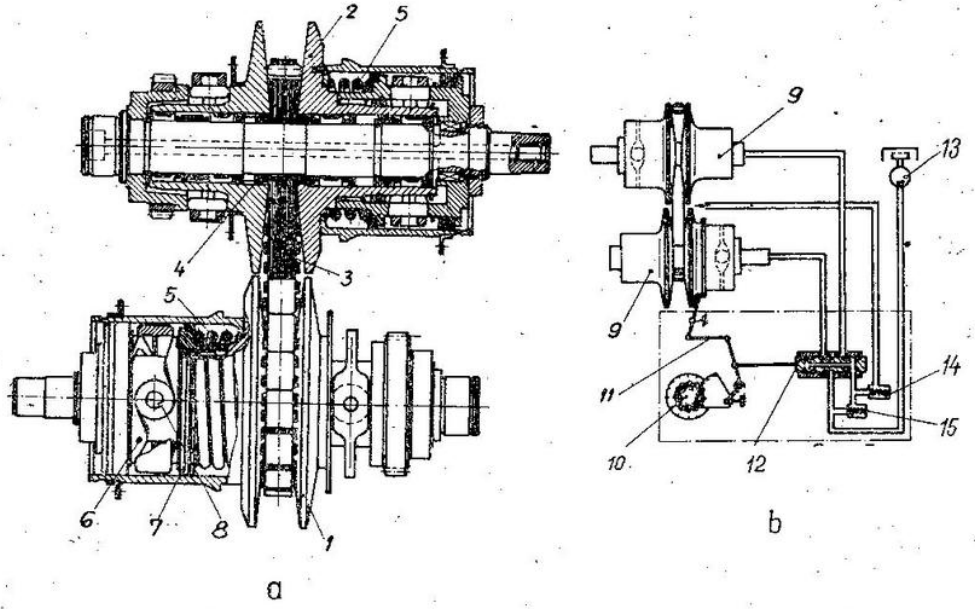


Fig. 18.53. Variator cu lanț specializat PIV seria RH [43]:
a — schiță constructivă; *b* — schema circuitului de reglare.

tr-un manșon canelat *4*. Apăsarea dintre discuri și lanț, amorsată la mersul în gol de arcul elicoidal *5*, este generată în sarcină de un sistem automat, alcătuit din două came elicoidale frontale *6* și *7* cu contact rostogolitor *8*. Prima camă *6*, este fixată pe arbore, iar a doua, *7*, se integrează în butucul discului culisant. Astfel apăsarea axială acționează ca efort interior subansamblului arbore-discuri-lanț, fără a solicita lagărele.

Reglarea variatorului se realizează printr-un sistem de servocomandă hidrostatic (fig. 18.53, *b*). La preselectarea unei anumite trepte de viteză cu butonul *10*, mecanismul cu bare *11* deplasează sertarul distribuitorului *12*, modificînd cantitățile de ulei debitate de pompa *13* în cilindrii de forță *9*, care comandă discurile culisante. Supapele de sens *14* și *15* asigură descărcarea cilindrilor de forță și uleiul pentru ungere. Se observă că cilindrii de forță *9* compensează jocurile axiale datorate uzurii și controlează suplimentar intensitatea apăsării dintre discuri și lanț.

Sistemul de servocomandă hidrostatic este net superior mecanismelor de reglare cu pîrghii rigide și permite, fără nici o modificare, adaptarea variatorului la orice caracteristică a mașinii antrenate.

Construcția modulară a variatorului PIV permite numeroase combinații, prin care se modifică soluția de cuplare cu motorul, poziția relativă a arborilor motor/condus, raportul total de transmitere ($i_t \leqslant 70$), telecomanda reglării etc.

18.3.2. *Calculul variatoarelor cu curea trapezoidală* *

După cum s-a menționat în § 18.2.2. calculul variatoarelor cu curea trapezoidală lată se bazează pe schema logică din fig. 18.2.

Primele două subrutine referitoare la calculul cinematic „CIN" (v. tabelul 18.1 și fig. 18.29) și la funcția de transfer „TRANSF" (v. tabelul 18.3 și fig. 18.30) sînt valabile integral și în acest caz.

Dimensionarea are drept obiectiv stabilirea tipodimensiunii necesare de profil ($Wl_p \times h$, sau clasic). Calculul se efectuează în situația cea mai defavorabilă de solicitare a curelei (la arborele de cuplu constant și roata aferentă reglată pe raza minimă). Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „REZ" sînt date în tabelul 18.14 *a*, *b* și fig. 18.54 *a*, *b*.

* Calculele specifice variatoarelor cu element flexibil articulat (bandă cu saboți, lanț PIV) prezintă unele asemănări cu cele două mari familii tratate în § 18.2 și 18.3. Ordonarea lor este imposibilă întrucît nu se cunoaște tipizarea elementelor flexibile articulate.

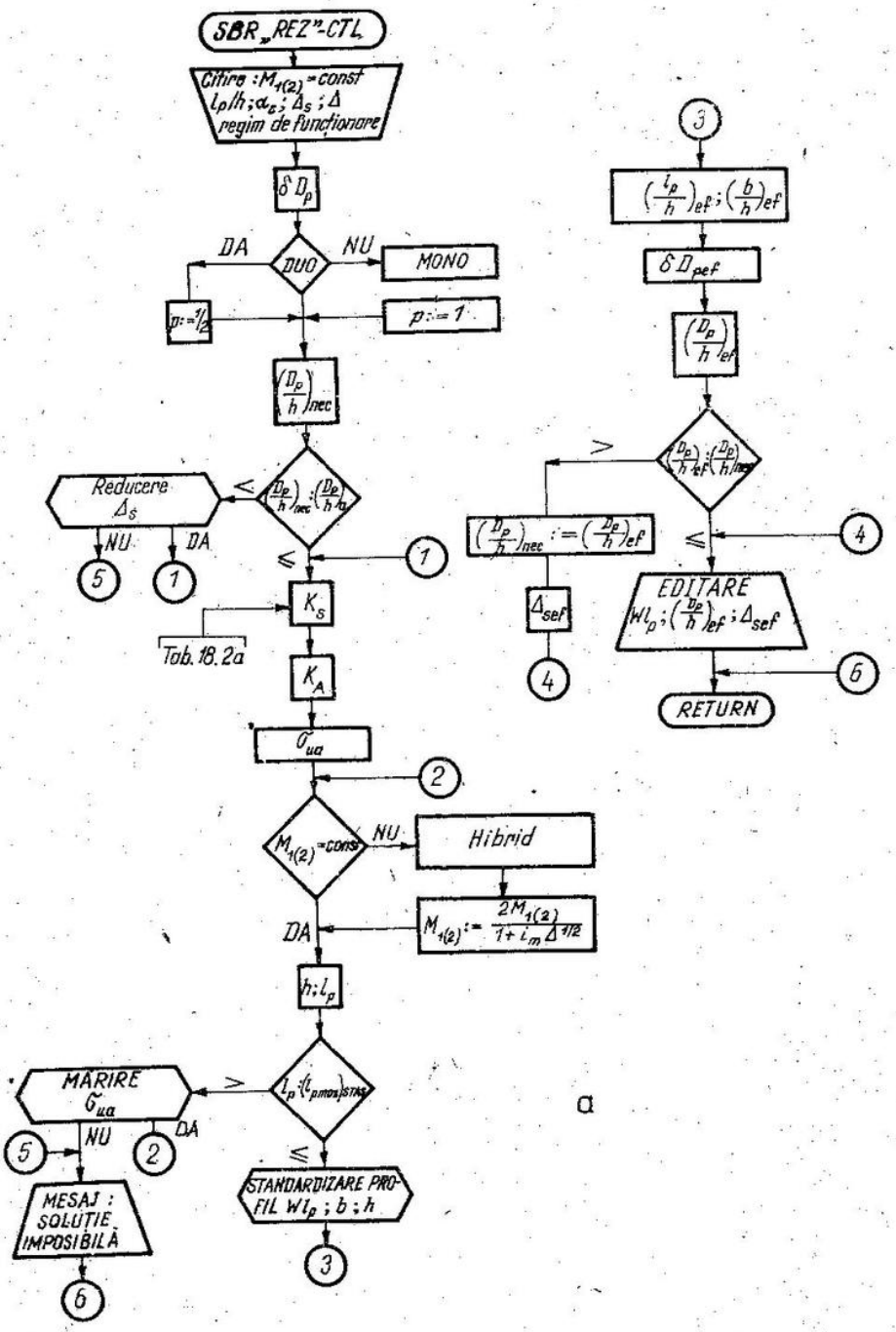


Fig. 18.54,a. Algoritm pentru calculul de dimensionare al variatoarelor cu curea trapezoidală lată.

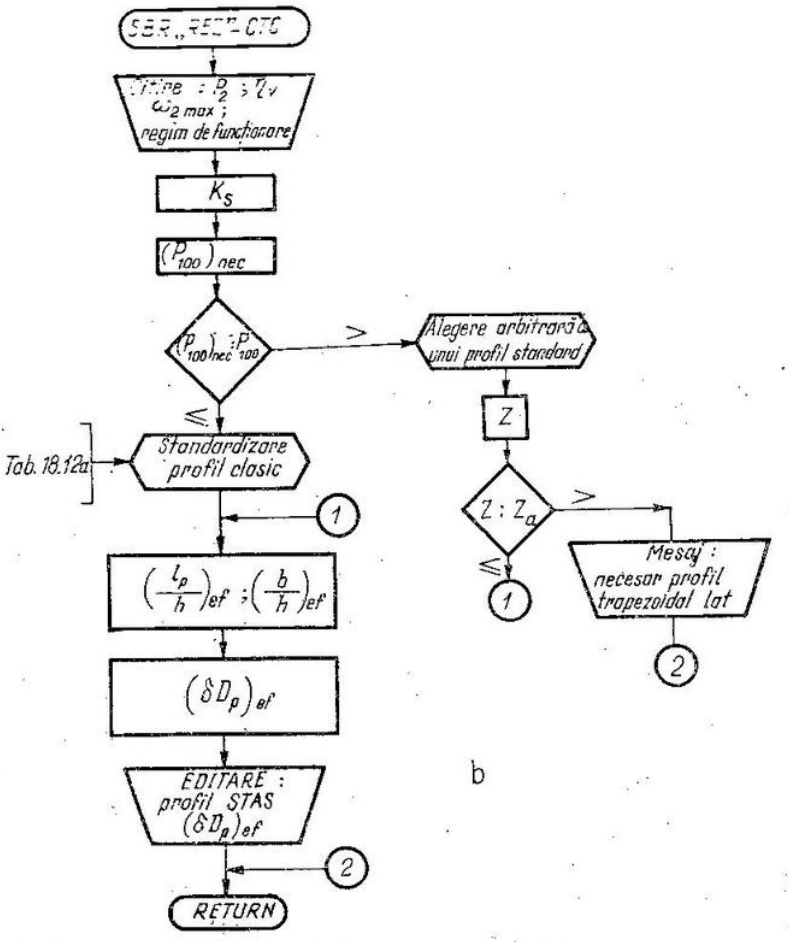


Fig. 18.54, b. Algoritm pentru calculul de dimensionare al variatoarelor cu curea trapezoidală clasică.

Geometria variatorului este independentă de funcția de transfer și trebuie corelată strict cu dimensiunile efective ale profilului standardizat. Calculul implică unele diferențieri funcție de soluția duo sau mono. De asemenea sînt necesare două verificări preventive ale parametrilor cinematici ce condiționează durabilitatea la oboseală (v și f_x). În această etapă se determină, în funcție de dimensiunile extreme ale roților reglabile, distanța dintre axe, unghiurile de înfășurare și cursele de reglare, la o lungime de curea impusă sau aleasă arbitrar. Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „GEOM-Duo/Mono" sînt cuprinse în tabelul 18.16 și fig. 18.55 *a*, *b*.

Parametrii sistemelor de reglare (comandă) și tensionare (apăsare) se determină conform tabelului 18.17 și fig. 18.56 („COMAP").

Tabelul 18.14,a

Relațiile și recomandările pentru calculul de dimensionare al variatoarelor cu curea trapezoidală lată [7; 10; 14]

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
Ecartul relativ dintre diametrele extreme ale roții reglabile (valoare preliminară)	$\delta D_p = (D_{pmax} - D_{pmin})/h = (0{,}95 l_p/h)\,\mathrm{ctg}(\alpha_c/2) - 2(1 - b/h)$*)	Dimensiunile caracteristice ale profilului l_p/h; b/h; α_c se acceptă conform tabelului 18.11,b
Domeniul de reglare al variatorului simetric echivalent	$\Delta_s = [1 + i_m \Delta^{1/2})/(1 + i_m \Delta^{-1/2})]^2 \leqslant \leqslant \Delta_{smax}$	Δ_{smax} conform tabelului 18.13
Gradul de curbare necesar pentru realizarea domeniului de reglare impus	$(D_p/h)_{nec} = \delta D_p/(\Delta_s^p - 1) \geqslant \geqslant (D_p/h)_{min}$	$p \in \{1/2; 1\}$ pentru variator duo; mono. $(D_p/h)_{min}$ conform tabelului 18.13
Factorul de corecție al sarcinii (siguranța contra patinării)	$k_{si} = \max\{(k_r k_f) \text{ sau } (k_{DR} k_t)\}$	Factori parțiali k_r, k_f, k_{DR} și k_t conform tabelului 18.15
Coeficientul de proporționalitate	$k_A = A_c/h^2 = l_p/h - (1 - 2b/h) \times \times \mathrm{tg}(\alpha_c/2) \approx l_p/h$*)	$M_{1(2)}$[mN · m]-intensitatea cuplului constant (v. subrutina TRANSF)
Înălțimea și lățimea primitivă ale profilului trapezoidal lat, mm	$h \geqslant \{2 k_s M_{1(2)}/[k_A (D_p/h)_{nec} \sigma_{ua}]\}^{1/3}$; $l_p \geqslant (l_p/p)\, h$	$\sigma_{ua} \in [0{,}75;\ 1{,}12]$ MPa. Profilul standardizat W $l_p \times h$ conform tabelului 18.11,a
Gradul de curbare efectiv	$(D_p/h)_{ef} = \delta D_{pef}/(\Delta_s^p - 1)$	Mărimi recalculate după standardizarea profilului trapezoidal
Domeniul de reglare efectiv al variatorului simetric echivalent	$\Delta_{sef} = \left[1 + \dfrac{\delta D_{pef}}{(D_p/h)_{ef}}\right]^{1/p}$	

*) În cazul profilului trapezoidal asimetric (Beker):

$$\delta D_p = 2[(0{,}95\, l_p/h)/(\mathrm{tg}\,\alpha_{c1} + \mathrm{tg}\,\alpha_{c2}) - 2(1 - b/h)];\ k_A \approx l_p/h$$

Tabelul 18.14,b

Relațiile și recomandările pentru calculul de dimensionare al variatoarelor cu curea trapezoidală clasică [10; 14]*

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
Factorul de corecție a sarcinii (siguranța contra patinării)	$k_s = \max\{(k_r k_f) \text{ sau } (k_{DR} k_t)\}$	Factorii parțiali k_r, k_f, k_{DR} și k_t se iau din tabelul 18.15
Puterea maximă în condiții standard, kW/curea	$(P_{100})_{nec} = 100 k_s P_u/(\eta_v \omega_{2max}) \leqslant \leqslant P_{100}$ sau	P_{100}[kW/curea] la $\omega_1 = 100$ rad/s conform tabelului 18.12,a, dependent de profilul trapezoidal clasic standardizat P_u[kW] — puterea utilă maximă
Set de curele în paralel	$z = (P_{100})_{nec}/P_{100} \in \{z_a\}$	$\eta_v \in [0{,}8;\ 0{,}9]$

*) Se pot utiliza, pînă la $z_a \in [2; 5]$, curele trapezoidale clasice în paralel. În astfel de situații este preferabilă opțiunea pentru profilul trapezoidal lat.

Tabelul 18.15

Factorii de corecție a sarcinii (siguranța contra patinării) pentru variatoarele cu curea trapezoidală [38; 41]

Regimul de lucru

Tipul mașinii motoare	Durata de funcționare zilnică, h	Factorul de regim k_r**		
		Ușor	Mijlociu	Greu
Motoare rotative electrice, hidraulice pneumatice	$\leqslant 2$	0,9	1,0	1,12
	(2;8]	1,0	1,12	1,25
	(8;18]	1,12	1,25	1,4
	(1a;24]	1,25	1,4	1,8
Motoare cu piston:				
— cu 4 pînă la 6 cilindri și grad de neregularitate $< 1/100$	$\leqslant 2$	1,0	1,12	1,25
	(2;8]	1,12	1,25	1,32/1,4*
— *cu 1 pînă la 3 cilindri și grad de neregularitate $\geqslant 1/100$	(8;16]	1,25	1,32/1,4*	1,6/1,8*
	(16;24]	1,32/1,4*	1,6/1,8*	2/2,24*

** Funcție de natura mașinii antrenate (de lucru).

Frecvența orară a demarajelor

f, 1/h	$\leqslant 5$	(5;10]	(10;25]	>25
k_f	1	1,12	1,25	$\geqslant 1,4$

Durata relativă de lucru orară

%	100	80	60	40	20
k_{DR}	1	0,95	0,9	0,85	0,8

Temperatura mediului ambiant

t, °C	10	20	30	40	50
k_t	0,89	1,0	1,12	1,4	$\geqslant 1,6$

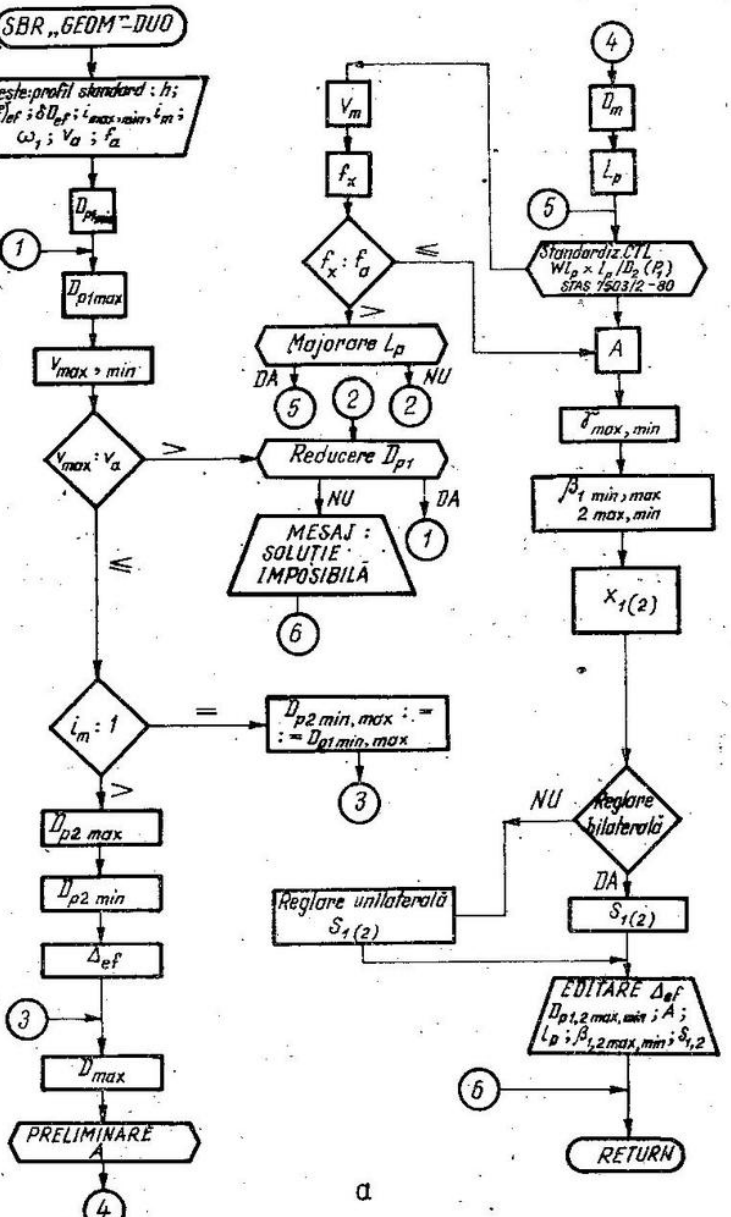


Fig. 18.55. Algoritm pentru calculul geometric al variatoarelor:
a — duo cu curea trapezoidală lată;

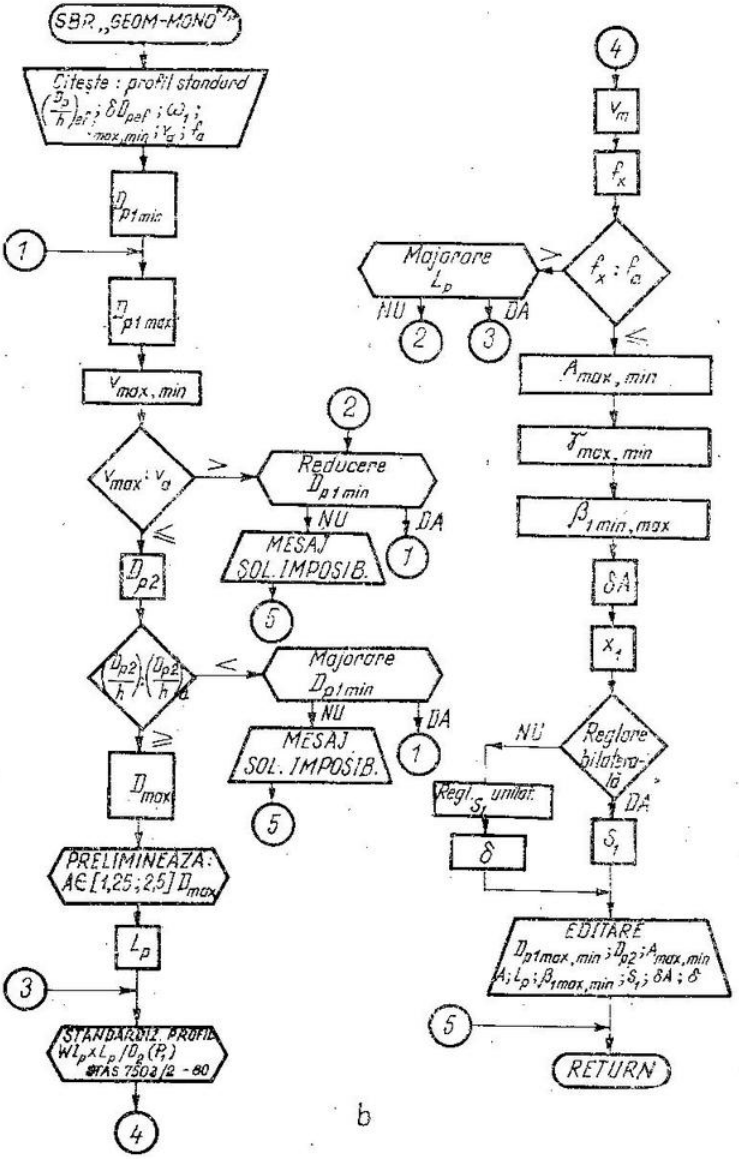


Fig. 18.55. Algoritm pentru calculul geometric al variatoarelor:
b — mono cu curea trapezoidală lată;

Tabelul 18.16

Relațiile generale pentru calculul geometric al variatoarelor duo cu curea trapezoidală [7, 10, 14]

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
Diametrele extreme ale roților reglabile, mm	$D_{p1min} \leqslant (D_p/h)_{ef} h$; $D_{p2max} = (1-\xi_e)\, D_{p1min} i_{max} \approx$ $\approx D_{p1min} i_m \Delta^{1/2}$; $D_{p1max} = D_{p1min} + (\delta D_p)_{ef} h \approx$ $\approx D_{p1min} (i_{max}+1)/(i_{min}+1)$; $D_{p2min} = D_{p2max} - (\delta D_p)_{ef} h \approx$ $\approx D_{p1max} i_m \Delta^{-1/2}$	$(D_p/h)_{ef}$ și $(\delta D_p)_{ef}$ conform tabelului 18.14. Pentru variatorul duo simetric: $D_{p1max} \approx D_{p2max} = D_{pmax}$; $D_{p2min} \approx D_{p1min} = D_{pmin}$
Controlul preventiv al vitezelor curelei, m/s	$v_{max,min} = R_{p1max,min}\, \omega_1\, 10^{-3} \leqslant v_a$	$v_a \in [25; 35]$ m/s
Domeniul de reglare efectiv	$\Delta_{ef} \approx D_{p2max} D_{p1max}/(D_{p1min} D_{p2min})$	$\Delta_{s\,ef} = (D_{pmax}/D_{pmin})^2$
Distanța dintre axe, (valoare preliminară) mm	$A \in [1{,}25; 2{,}5]\, D_{max}$	Se acceptă $D_{max} = max\{D_{p1,2}\}$. Limita superioară, favorabilă pentru durabilitatea la oboseală a curelei, poate conduce la apariția vibrațiilor
Diametrul convențional de calcul, mm	$D_m = (D_{p1min} + D_{p2max})/2 +$ $+ [(D_{p2max} - D_{p1min})/2]^2/(\pi A)$	Pentru $i_x \approx 1$
Lungimea primitivă a curelei (valoare preliminară), mm	$L_p = 2A + \pi D_m \approx L_{p\,STAS}$	Se standardizează cureaua trapezoidală clasică sau lată conform tabelelor 18.11,a și 18.12,a
Distanța efectivă dintre axe, mm	$A_{ef} = (L_{p\,STAS} - \pi D_m)/2$	
Controlul preventiv al frecvenței flexiunilor curelei, Hz	$f_x = (2v_m/L_{p\,STAS})\, 10^3 \leqslant f_a$	Se acceptă: $f_a \in [30; 50]$ Hz $V_m = (v_{max} + v_{min})/2$ [m/s]
Unghiurile de înfășurare ale curelei (valori extreme), rad	$\beta_{1min;max} = \pi \pm 2\gamma_{max,min}$ $(2max;min)$ $(max;min)$	Suplimentul semiunghiului de înfășurare $\gamma_{max,min} =$ $= \arcsin[(D_{p2max,min} -$ $- D_{p1min,max})/(2A_{ef})]$ [rad]
Cursele de reglare ale discurilor, mm	$x_{1(2)} = 0{,}5(D_{p1,2max} - D_{p1,2min}) \operatorname{tg}(\alpha_c/2)$	Reglare bilaterală (simetrică): $s_{1,2} = x_{1,2}$ Reglare unilaterală (în diagonală): $s_{1,2} = 2\, x_{1,2}$

Observații. În cazul variatorului mono relațiile anterioare se mențin dacă se acceptă:

1. $D_{p2(1)max,\,min} = D_{p2(1)} = \text{const}$.
2. Lungimea primitivă a curelei (valoare preliminară) $L_p = 2A + \pi(D_{p1min} + D_{p2})/2 + (D_{p2} - D_{p1min})^2/(4A) \approx L_{p\,STAS}$;
3. Extremele distanței dintre axe $A_{max;min} = 0{,}25\,\{(L_p - \pi D_{min;max}) + [(L_p - \pi D_{min,max})^2 - 8\Delta^2_{max,min}]^{1/2}\}$, unde $D_{min;max} = (D_{p1min;max} + D_{p2})/2$; $\Delta_{max;min} = (D_{p2} - D_{p1min;max})/2$; de asemenea la reglarea unilaterală unghiul dintre direcția de deplasare a motorului și planul median al transmisiei este $\delta = \operatorname{arctg}[s_1 \operatorname{tg}(\alpha_c/2)/(A_{max} - A_{min})]$

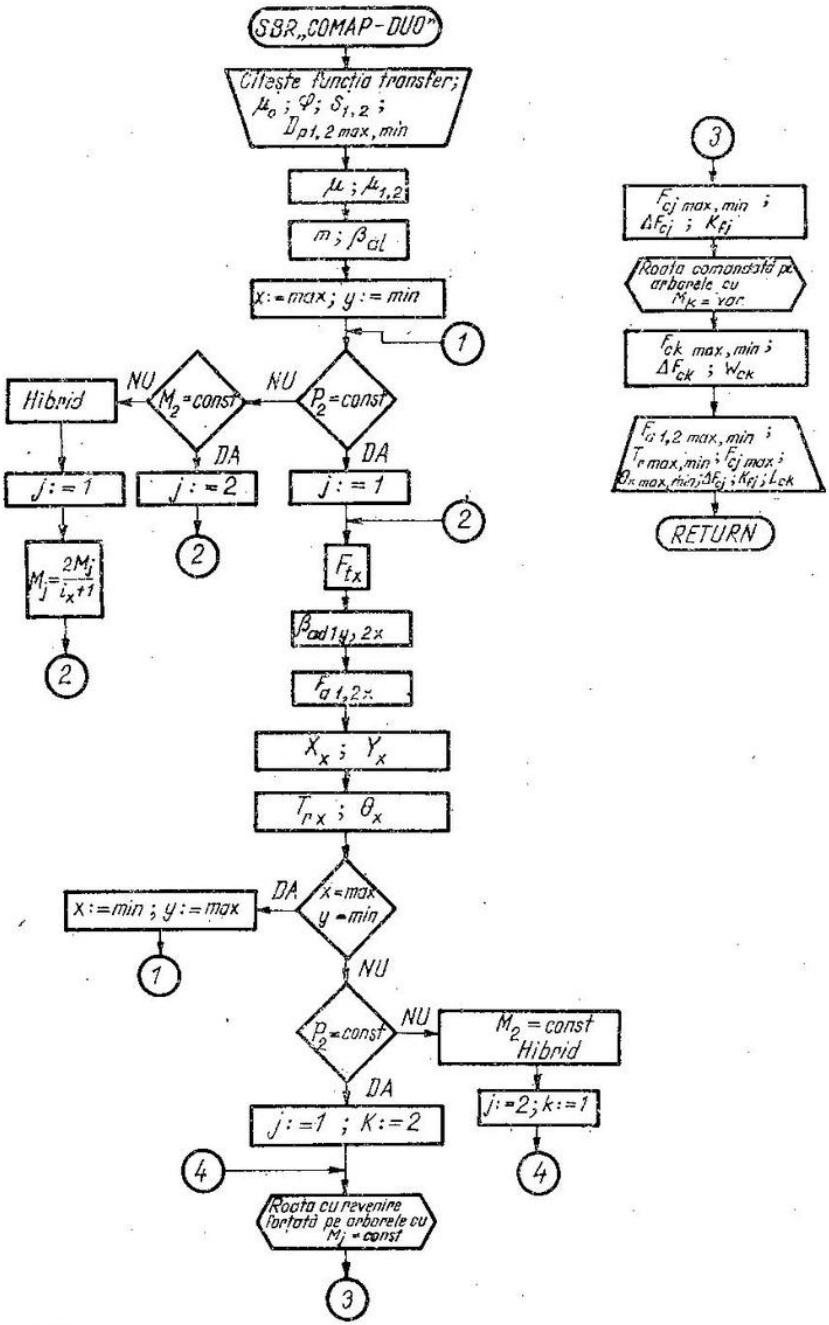


Fig. 18.56. Algoritm pentru calculul parametrilor sistemelor de comandă și apăsare a variatoarelor duo cu curea trapezoidală.

Tabelul 18.17

Relațiile și recomandările pentru calculul parametrilor sistemelor de comandă și apăsare ale variatoarelor duo cu curea trapezoidală [7, 10, 14]

Parametrul	Relațiile de calcul	Observații. Recomandări
1	2	3
Coeficienții convenționali de frecare	$\mu = \mu_0/\sin(\alpha_c/2)$ $\mu_{1,2} = \mu_0/[\cos(\alpha_c/2) \pm \mu_0 \sin(\alpha_c/2)]$	Se acceptă pentru coeficientul de frecare efectiv $\mu_0 \in [0,3; 0,35]$, în cazul cauciuc/metal. α_c conform tabelului 18.13
Raportul eforturilor active din ramurile curelei (în ipoteza $\varphi = \text{const}$)	$m = T_1^*/T_2^* = \exp(\mu\beta_{al}) =$ $= (1+\varphi)/(1-\varphi)$	Coeficientul de tracțiune optim $\varphi = F_t/(2T_0) \in [0,6; 0,8]$
Unghiul de alunecare elastică pe cele două roți, rad	$\beta_{al} = \ln m/\mu = \text{const}$	În ipoteza $\varphi = \text{const}$
Forța tangențială pe arborele de cuplu constant (valori extreme), N	$F_{tx} = M_j/R_{pjy}$	Pentru simplificarea scrierii se atribuie succesiv indicii: $x :=$ max, min; $y :=$ min, max M_j în mN·m; R_{pjy} în mm
Unghiul de aderență pe cele două roți (valori extreme), rad	$\beta_{ad1y,2x} = \beta_{1y,2x} - \beta_{al}$	$\beta_{1y,2x}$ conform tab. 18.16 și fig. 18.55, a,b
Forța axială de apăsare dintre discuri și flancurile curelei (valori extreme), N	$F_{a1x,2x} = \{(1/2)\mu_{1,2} +$ $+ [\beta_{ad1y,2x}/2\text{tg}(\alpha_c/2)]/(m^{\pm 1} - 1)/\}F_{tx}$	Exponentul -1 pentru roata motoare și $+1$ pentru cea condusă
Reacțiunile pe arborii variatorului (valori extreme), N	$T_{rx} = (X_x^2 + Y_x^2)^{1/2}$ $X_x = [(m+1)/(m-1)]F_{tx}\sin(\beta_{1x}/2)$ $Y_x = F_{tx}\cos(\beta_{1x}/2)$	Sistemul ortogonal de axe XOY este orientat după linia centrelor roților $(\overline{OX} \| \overline{O_1O_2})$
Unghiul dintre direcția reacțiunii și linia centrelor (valori extreme), rad	$\theta_x = \text{arctg}(Y_x/X_x)$	
Parametrii cinetostatici ai arcului sau ai dispozitivului automat de apăsare: – sarcini axiale, N – constanta elastică (rigiditatea) a arcului, N·mm	$F_{cj\,max,\,min} = (1,1 \ldots 1,25)F_{aj\,max,\,min}$ $\Delta F_{cj} = F_{cj\,max} - F_{cj\,min}$ $k_{fj} = \Delta F_{cj}/s_j$	Valorile F_{cj} se majorează cu 10–25% pentru a compensa frecările ce se opun deplasării pe butuc a discurilor s_j conform tabelului 18.16 și fig. 18.55,a,b.

Tabelul 18.17 (continuare)

1	2	3
Parametrii cinetostatici ai sistemului de comandă (reglare): – sarcini axiale, N – lucrul mecanic necesar pentru deplasarea discului comandat, N·m	$F_{ck\,max,min} = (1,1...1,25)\,F_{aj\,max,min}$; $\Delta F_{ck} = F_{ck\,max} - F_{ck\,min}$ $W_{ck} = \Delta F_{ck} s_k/2$	s_k din tabelul 18.15 și fig. 18.55 a,b

Observații. 1. Pentru variatoarele mono calculul se efectuează cu aceleași relații dar numai la roata cu revenire forțată.

2. Dimensionarea arcului conform [10] cap. Arcuri

3. Expresia simplificată a forței axiale $F_{a1,2x} = \frac{1}{2\mu} C_{1,2}\, F_{tx}\cos(\alpha_c/2)$, unde $C_1 \in [1{,}25; 1{,}5]$; $C_2 \in [1{,}75; 2{,}25]$; $F_{tx} \in [F_{tmax}; F_{tmin}]$ (se recomandă numai pentru calcule estimative).

La o anumită funcție de transfer, variatoarele cu curea trapezoidală se adaptează pentru funcționarea cu coeficient de tracțiune constant ($\varphi = F_t/(2T_0) =$ = const). În acest scop sistemul de tensionare (permanent cu arcuri sau automat cu came frontale) se amplasează pe arborele de cuplu constant.

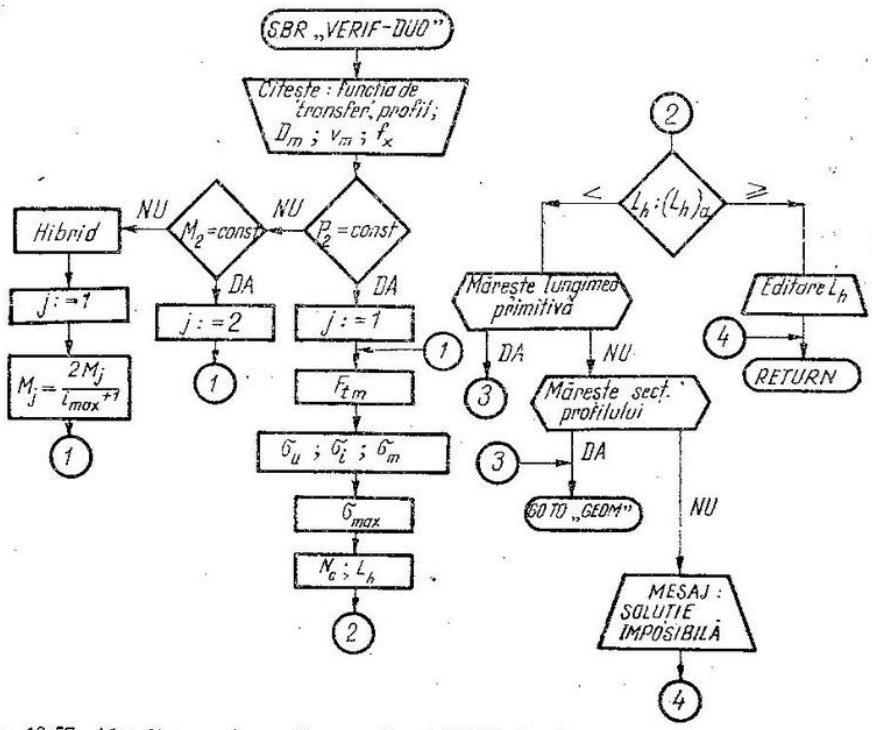


Fig. 18.57. Algoritm pentru estimarea durabilității la oboseală a curelei trapezoidale.

În final se recomandă controlul durabilității la oboseală a curelei trapezoidale. De cele mai multe ori histograma încărcărilor variatorului nu se poate prelimina. Ca urmare, s-a recurs la medierea parametrilor determinanți pentru oboseală la $i_x = 1$. Durabilitatea astfel estimată este doar informativă.

Relațiile de calcul și succesiunea lor logică pentru subrutina „VERIF" sînt date în tabelul 18.18 și fig. 18.57.

Tabelul 18.18

Relațiile și recomandările pentru estimarea durabilității la oboseala a curelei trapezoidale din componența variatorului duo [7; 10; 14]

Parametrul	Relații de calcul	Observații. Recomadări
Forța tangențială, N	$F_{tm} = M_j/R_m$	Indicele $j \equiv$ indicele arborelui de cuplu constant; M_j în mN·m; R_m în mm conform tabelului 18.3 și fig. 18.30.
Tensiunea utilă, MPa	$\sigma_u = F_{tm}/A_c$	Aria curelei A_c în mm² conform tabelului 18.11,a
Tensiunea de încovoiere în fibrele extradosului curelei, MPa	$\sigma_i = E_i h/D_m$	Modulul de elasticitate la încovoiere* $E_i \in [35; 55]$ MPa; D_m în mm conform tabelului 18.1, b și fig. 18.55,a
Tensiunea datorată forțelor centrifuge, MPa, la viteza medie a curelei, în m/s	$\sigma_i = \rho v_m^2 \, 10^{-6}$	Densitatea medie a curelei trapezoidale * $\rho \approx 1{,}5 \cdot 10^3$ kg/m³ v_m în m/s, conform tabelului 18.1,b și fig. 18.55,*a*
Tensiunea maximă din fibrele extreme ale curelei trapezoidale, MPa (valoare mediată la $i_x \approx 1$)	$\sigma_{max} = [(1+\varphi)/(2\varphi)]\sigma_u + \sigma_i + \sigma_m$	Se introduce φ cu valoarea acceptată din tabelul 18.14,a și fig. 18.54,*a*
Numărul de cicluri de funcționare pînă la apariția oboselii curelei trapezoidale (valoare probabilă)	$N_c \approx (\sigma_b/\sigma_{max})^q N_b$	Rezistența la oboseală a curelei trapezoidale* $\sigma_b \in [10; 12{,}5]$ MPa la $N_b = 10^6$ cicluri Exponentul curbei Wöhler $q \approx 11{,}1$
Durabilitatea la oboseală a curelei trapezoidale (valoare probabilă), h	$L_h \approx N_c/(3{,}6 \cdot 10^3 f_x)$	Frecvența flexiunilor f_x, în Hz, conform tabelului 18.1,b și fig. 18.55, *a*

* Valori medii stabilite prin calcul după [10, 40, 41, 44].

Bibliografie

1. **Cernavski, S. A.** *Prochirvanie mehaniceskih peredaci.* Moskva, Mașinostroenie, 1976.
2. **Veen-Van der, S. C.** *Transmatic variable drive transmission. Hidraulic-pneumatic mechanical gear,* 1978.
3. **Dowson, D. și Higginson, G. R.** *Elasto-Hydrodynamic lubrication. The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication.* Oxford, Pergamon Press Ltd, 1966.
4. **Esipenko, Ia. I.** *Mehaniceskie variatori skorosti.* Kiev, 1961.
5. **Farobin, Ia. E.** *Fricționnie peredaci avtomobilei i traktorov.* Moskva, Mașghiz, 1962.
6. **Gafițanu, M. ș.a.** *Organe de mașini. Vol. II.* București, Editura Tehnică, 1983.
7. **Gheorghiu, N. S. și Ionescu, N.** *Organe de mașini. Vol. I.* Timișoara, Editura Institutului politehnic „Traian Vuia", 1982.
8. **Gheorghiu, N. S., Luchin, M. și Dreucean, M.** *Program universal pentru dimensionarea variatoarelor prin frecare.* În: Lucrările Simpozionului PRASIC'82, Universitatea Brașov, Vol. III, p. 201—206, 1982.
9. **Gheorghiu, N. S., Ioanovici, Fr. jr., Savii, G.** *Dimensiunile principale ale sistemelor de tensionare pentru variatoare mecanice.* În: Lucrările Simpozionului PRASIC'82, Universitatea. Brașov, Vol. III, p. 207—214, 1982.
10. **Horovitz, B. ș.a.** *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri.* București, Editura Tehnică, 1971.
11. **Miloiu, Gh. ș.a.** *Transmisii mecanice moderne.* București, Editura Tehnică, 1980.
12. **Müller, H. W.** *Stufenlos Seinstellbare Getriebe. Betriebseigenschaften und Gesichtspunkte zur auswahl.* În: VDI Berichte, nr. 195, 1973.
13. **Ponomariov, S. D. ș.a.** *Calculul de rezistență în construcția de mașini* (traducere din limba rusă). Vol. II. București, Editura Tehnică, 1963.
14. **Pronin, B. A.,** *Besstupenciatie klinoremennie i frikționnîe peredaci (variatori).* Moskva, Mașinostroenie, 1967.
15. **Pavelescu, D. ș.a.** *Tribologia.* București, Editura Didactică și Pedagogică, 1977.
16. **Simonis, F. W.** *Stufenlossverstellbare mechanische Getriebe. Zweite auflage.* Berlin, Springer Verlag, 1959.
17. **Varga, St.** *Analiza cinematică a variatoarelor tip KS.* În: Lucrările Simpozionului MTM Timișoara, Vol. III, p. 177—184, 1980.
18. **Virabov, R. V.** *Tiagovie svoistva frikționnîh peredaci.* Moskva, Mașinostroenie, 1982.
19. **TS 49.** *Metoda generală pentru calculul transmisiilor cu roți de fricțiune cu raport de transmitere variabil, fără trepte, cu optimizarea parametrilor de bază.* București, ICSIT-ICM, 1980.

Documentația tehnică a firmelor specializate

20. SM — Beier Variodrive, Cyclo Getriebebau, Lorenz Braren GmbH (R.F.G.).
21. Disco Planetenverstellgetriebe, Maschinenfabrik Hans Lenze (R.F.G.), Extertal.
22. Heynau Stufenlossverstellbare Getriebe, Hans Heynau Antriebstechnik GmbH (R.F.G.), München.
23. Heynau-Minidrive, Stufenlosverstellbar.
24. Heynau-Univar, Stufenloseinstellbare Reibradgetriebe.
25. Kiva-Verstellgetriebe VG 72, Heinrich Desch KG Antriebselemente und Getriebe (R.F.G.), Arnberg.
26. PIV-posiva 165/6 Getriebe System KS, PIV Antrieb Werner Reimers KG (R.F.G.), Bad Hamburg.
27. Stöber-Regelgetriebe Stufenlos, Gebrüder Stöber Maschinenfabrik (R.F.G.), Pforzheim.
28. Ströter-Stufenlose-ganzstahl-Regeltriebe, Hans Ströter OHG Getriebebau (R.F.G.), Düsseldorf.
29. Unicum-Variateurs de vitesses FU Nr. 169-2, Unicum S. (Franța), Paris-St. Etienne.
30. Planetrall Stufenlos einstellbare Kugel rollgetriebe Nr. 797, Planetroll Antriebe GmbH (R.F.G.), Rottenacker.
31. Ringcone variable speed drives, Shimpo Industrial Co. LTD (Japonia), Kyoto.
32. Allspeeds SPC, Allspeeds Limited (Anglia), Accrington.
33. Variable Speed drive Kopp B (Anglia), Accrington.
34. Arter variatoren, Arter Regelgetriebe AG (Elveția), Männdorf.

35. Vebo Varia 23 Gradna 23, Vebo AF (R.F.G.), Düsseldorf.
36. Knödler Getriebe, Friktionsgetriebe Stufenlos regelbar, Knödler OHG (R.F.G.), Ostfildern Ruit.
37. Variatori Varvel 4077 Italia), Anzola Emilia (Bo).
38. Becker Antriebe GmbH 6349, Sinn Hess Regelgetriebe (R.F.G.).
39. Berges C & W GmbH R.F.G. 5277 Marienheide.
40. Continental Gummi-Werke Aktiengesellschaft, Variflex Breitkeilriemen (R.F.G.), Hannover.
41. Flender, A. Fr. GmbH, Stufenlos einstelbare Getriebe (R.F.G.), 8-4290 Bocholt.
42. Lenze, H. KG. Simplabelt Verstellgetriebe (R.F.G.), D-4923 Extertal.
43. PIV Antrieb W. Reimers Regelgetriebe (R.F.G.), D-6380 Bad Homburg.
44. A/S Roulunds Fabriker, Roflex-Vari, DK-5260 (Danemarca), Odensee.
45. Stefan-Werke GmbH, Varibelt-Verstelgetriebemotoren (R.F.G.), D-3250, Hameln.
46. VEB Elektromotorenwerke Stufenlos (R.D.G.), 9527 Thurm.
47. VEB Getriebenwerk, Asug Stufenlos Verstellen mit wartungsfreien spreizscheiben (R.D.G.), 75 Wernigerode.
48. E. Bauer GmbH, Drehstrom-Verstellgetriebe Motoren (R.F.G.), D-7300 Esslingen Neckar.
49. Transmatic, van Doorne's Transmissie B. V. (Olanda), Tilburg.
50. Variateur de vitesse, serie RH PIV S.A. (Franța), Lyon.

Editura tehnică